



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO
CON INTENSIFICACIÓN EN DISEÑO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN REPOSO
ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y ADAPTABLE A
CUALQUIER MODELO”

Alumno: Iñigo Huguet Varea

Tutor: Juan Ignacio Latorre Biel

Tudela, 22 Julio 2013

INDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	4
2. ANÁLISIS DE MERCADO Y ANTECEDENTES.....	5
2.1. ANÁLISIS DEL MERCADO.....	5
2.1.1. Tipos de apoyos	5
2.1.2. Mercado de motocicletas	7
2.1.3. Sectorización del mercado	11
2.2. ANTECEDENTES.....	12
2.2.1. BMW K 1200 LT.....	12
2.2.2. PIAGGIO X9 500 SL	15
3. DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO	19
4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS	21
4.1. SISTEMA ELÉCTRICO CON CILINDRO HIDRÁULICO FIJO	21
4.2. SISTEMA ELÉCTRICO CON CILINDRO HIDRÁULICO MÓVIL	23
5. SOLUCION DEFINITIVA Y JUSTIFICACION	31
6. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA SOLUCIÓN.....	35
6.1. DISEÑO DE LA CINEMÁTICA DEL MECANISMO	35
6.1.1. Maqueta previa	35
6.1.2. Implementación en analytix.....	38
6.1.3. Cálculos estáticos y diseño de la cinemática	40
6.2. DISEÑO DE LAS PIEZAS DEL MECANISMO	60
6.2.1. Base.....	60
6.2.2. Anclaje.....	61
6.2.3. Brazos inferiores	66
6.2.4. Brazos superiores	69
6.2.5. Casquillo móvil.....	72
6.2.6. Pasador.....	73
6.2.7. Eje y casquillos de apriete	74
6.2.8. Rodamientos	75
6.2.9. Guía carril	77
6.2.10. Motor eléctrico.....	79
6.2.11. Acoplamiento de ejes.....	80
6.2.12. Tornillería y muelles alineantes	81

6.3. ELECCIÓN DE MATERIALES	83
6.4. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO	90
7. ANÁLISIS DE PRODUCTO Y REDISEÑO	93
7.1. ESTRECHAMIENTO EN LA PARTE CENTRAL DE LOS BRAZOS DEL MECANISMO.....	94
7.2. MECANISMO FABRICADO EN ALUMINIO.....	100
8. CONCLUSIONES.....	106
9. BIBLIOGRAFÍA.....	109
10. ANEXOS	
ANEXO 1: PLANOS	
ANEXO 2: SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO	
ANEXO 3: GUIA RAÍL	
ANEXO 4: SISTEMA DE UNIÓN DE EJES	
ANEXO 5: MUELLES	

1. OBJETO DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es tratar de cubrir una necesidad detectada, a la hora de colocar el caballete o pata central, entre los usuarios de motocicletas pesadas, especialmente tipo “touring”.

Actualmente existe una amplia variedad de motocicletas de elevada cilindrada y peso, con un amplio rango de usuarios. Para sostener dichos vehículos sobre el suelo cuando se encuentran en reposo comúnmente se emplea un sistema accionado con el pie que requiere de la fuerza y habilidad humana para su accionamiento. El empleo de dicha fuerza puede resultar un inconveniente para una amplia variedad de usuarios que en muchas ocasiones no consiguen accionar mecanismo. Además se ha detectado que la mayoría de los incidentes o caídas con este tipo de motocicletas pesadas, en parado, se suceden a la hora de colocar el caballete central debido a la dificultad previamente señalada.

La utilización de este caballete central es de gran importancia ya que proporciona un apoyo estable y perpendicular, al mismo tiempo que mantiene la rueda trasera elevada lo que permite llevar a cabo el mantenimiento y limpieza de la motocicleta de una forma más cómoda pudiéndose realizar entre otras tareas, el engrase de la cadena, cambio de ruedas... Debido a todo esto aportar una solución que facilite la colocación de dicho caballete supondría una mejora sustancial en las comodidades del usuario así como en la seguridad del vehículo ante posibles caídas durante su estacionamiento.

Por todos los motivos expuestos en estos párrafos, el presente proyecto tiene como propósito desarrollar un sistema de apoyo o caballete para motocicletas, accionado eléctricamente con la posibilidad de ser adaptado a cualquier modelo de motocicleta pesada. De esta forma se libera al usuario de la necesidad del accionamiento con la propia fuerza física, permitiendo un estacionamiento cómodo y fiable.

2. ANÁLISIS DE MERCADO Y ANTECEDENTES

2.1. ANÁLISIS DEL MERCADO

Dentro del parque de motocicletas existe una gran variedad de modelos con diferentes pesos, tamaños y usos. En este proyecto vamos a centrarnos en el sector de la motocicleta pesada (más de 200 kg), como pueden ser modelos de maxi scooter o motocicletas tipo “touring” ya que son este tipo de vehículos los que van a requerir del empleo del sistema eléctrico que facilita la colocación del caballete central.

2.1.1. Tipos de apoyos

Actualmente existen varios modos de sostener las motocicletas en reposo en posición perpendicular ya sea con el propio caballete central que posee la moto o con un caballete externo. Ahora bien vamos a analizar los distintos tipos de caballetes centrales que incorporan las motocicletas de nuestro sector desde el punto de vista de la forma de colocación y alguna característica particular:

- **Accionamiento con el pie:** Prácticamente la totalidad de las motocicletas del mercado poseen un caballete de hierro soldado con dos patas situado en la parte central del vehículo (caballete central) cuyo accionamiento se basa en la fuerza humana y habilidad del usuario. Su colocación se lleva a cabo aportando una cantidad de fuerza suficiente con el pie, que permita levantar la moto, mientras se apalanca esta con los brazos, requiriéndose cierta destreza del usuario. En los modelos de maxi scooter y “touring” que nos implican, este procedimiento de colocación del caballete resulta dificultoso e incómodo para el usuario debido a la voluminosidad de la motocicleta y a su excesivo peso.



Imagen 1: Caballete de serie

- **Accionamiento eléctrico:** Existen dos modelos de motocicleta en el mercado que incorporan un caballete central, el cual tiene acoplado un dispositivo hidráulico accionado mediante un motor eléctrico. Este sistema ofrece una mejora a la hora de colocar el caballete permitiendo al usuario realizar la acción de una forma más cómoda y sin apenas esfuerzo, salvo en la sujeción de la moto durante el proceso. Este sistema electro-hidráulico es exclusivo para cada uno de los dos modelos de motocicleta que lo incorporan por lo que no se pueden instalar en otros modelos de motocicleta, incluso dentro de la misma marca. Este aspecto hace que se encarezca el producto y que además no exista una adaptabilidad.

Los modelos que actualmente incorporan este mecanismo electro-hidráulico son los siguientes:

- BMW K 1200 LT
- PIAGGIO X9 500

- **Tren de aterrizaje:** La Honda Goldwing GL 1800 puede incorporar a modo de complemento un mecanismo exclusivo basado en el tren de aterrizaje de un avión. El sistema consiste en un soporte de hierro retráctil con forma de U con dos ruedas situadas en la parte final. Con esto se consigue una mejor maniobrabilidad de la motocicleta, sobre todo a la hora de realizar giros en poco espacio, así como una gran sencillez en el empleo de la marcha atrás que posee este modelo de motocicleta de más de 400 kg.



Imagen 2: Honda Goldwing con tren de aterrizaje

2.1.2. Mercado de motocicletas

Para poder determinar posteriormente las especificaciones de nuestro sistema necesitamos llevar a cabo un análisis exhaustivo de una gama de modelos de motocicletas a los que podría ir dirigido nuestro producto.

Touring

Dentro de la variedad de modelos que existen de motocicletas pesadas tipo “touring” todos se mueven dentro de unos parámetros y rangos comunes en cuanto a medidas, pesos y especificaciones se refiere:

Altura: 120 – 150 cm

Altura asiento: 77 – 82 cm

Distancia entre ejes: 140 – 162 cm

Pesos en orden de marcha: 240 – 380 kg

Maletas llenas: 30 – 40 kg

Distribución de pesos:

- En vacío depósito lleno: Del: 42 – 48 % Tras: 52 – 58 %
- Con carga máxima: Del: 32 - 36 % Tras: 64 – 68 %

Batería (12 V): 12 – 19 Ah

Ahora entramos más en detalle y analizamos varios modelos concretos en función de su peso y el reparto de éste en la moto:

- HONDA DEUVILLE 700

- Peso en orden de marcha: 257 Kg (Del: 113 kg Tras: 144 kg)
- Peso con carga: 408 kg (Del: 145 kg Tras: 264kg)
- Motor: 65 Kg
- Bastidor: 14 kg
- Rueda Del: 12 kg
- Rueda Tras: 14 kg

- BMW K 1200 GT
 - Peso en orden de marcha: 282 Kg
 - Peso con carga: 390 kg
 - Motor: 75 Kg
 - Bastidor: 14 kg
 - Rueda Del: 11 kg
 - Rueda Tras: 13 kg

- BMW K 1600 GTL
 - Peso en orden de marcha y top case: 348 Kg
 - Motor: 118 Kg
 - Bastidor: 18 kg
 - Rueda Del: 12 kg
 - Rueda Tras: 14 kg
 - Altura asiento: 780 mm
 - Altura manillar: 980 mm

- YAMAHA FJR 1300 AS
 - Peso en orden de marcha: 296 Kg
 - Peso con carga: 405 Kg

- KAWASAKI 1400GTR
 - Peso en orden de marcha: 312 Kg

Distribución de pesos y situación de las masas en uno de los modelos analizados:

HONDA DEUVILLE 700

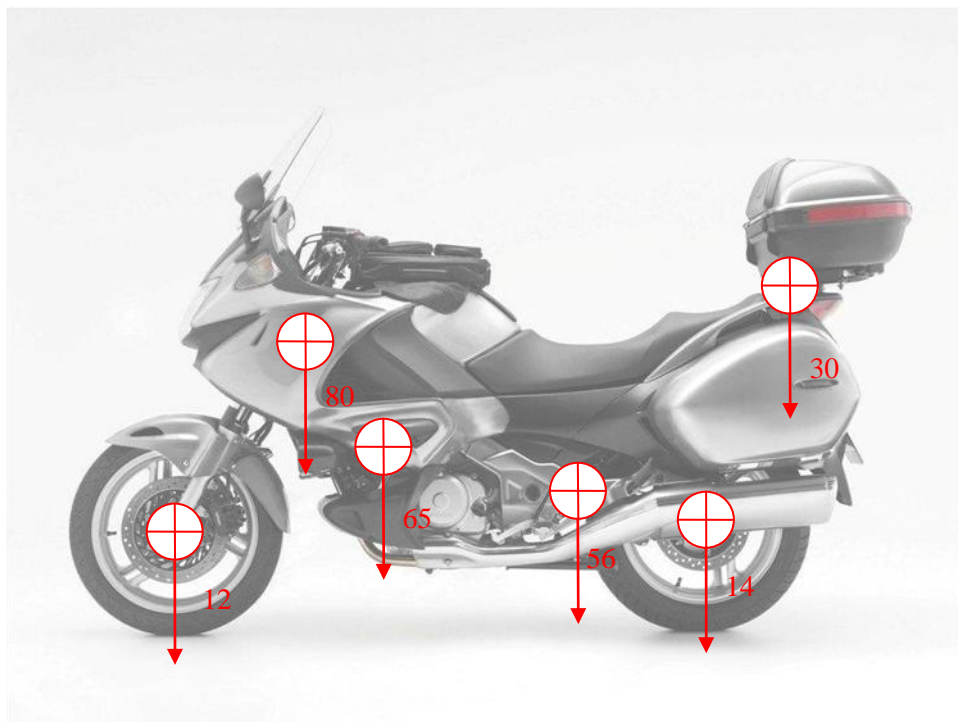


Imagen 3: Distribución de cargas en N

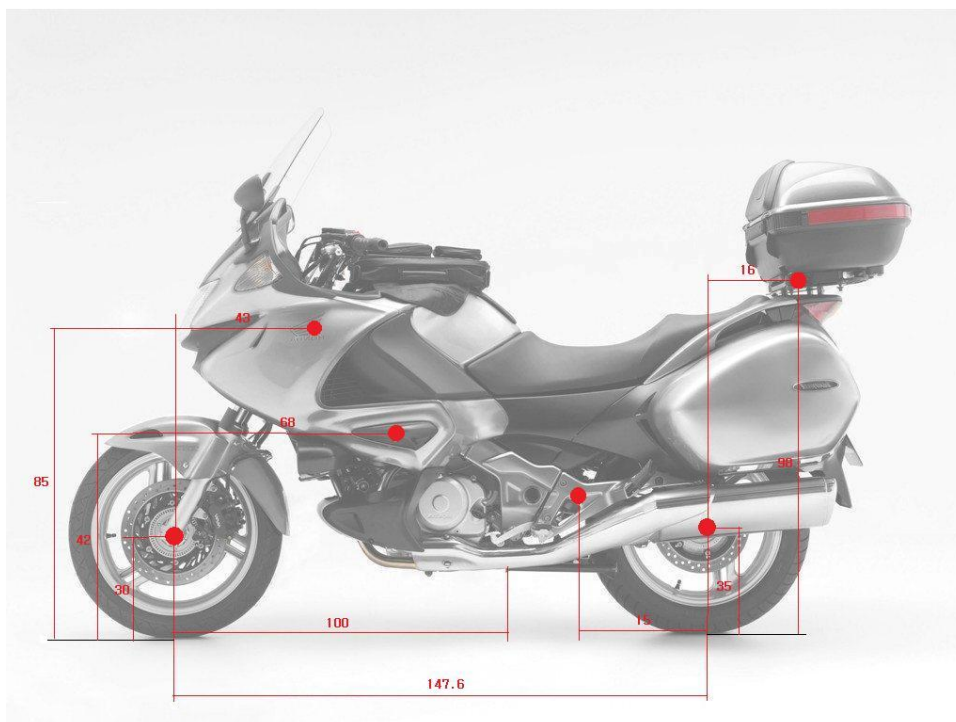


Imagen 4: Situación de las cargas en cm

Maxi scooter

Lo mismo ocurre entre los modelos de maxi scooter donde a pesar de sus diferencias, todos están dentro de unos rangos de pesos y medidas muy característicos.

Altura (con pantalla): 140 – 144 cm

Altura asiento: 75 – 81 cm

Distancia entre ejes: 150 – 160 cm

Pesos en orden de marcha: 220 – 265 kg

Distribución de pesos: 38 – 50 % y 50 – 62%

Batería (12 V): 11 – 14 Ah

También entramos más en detalle y analizamos varios modelos concretos en función de su peso y el reparto de éste en la moto:

- YAMAHA T-MAX
 - Peso en orden de marcha: 221 Kg
- HONDA INTEGRA
 - Peso en orden de marcha: 238 Kg (Del: 49,8% Tras: 50,2%)
 - Máxima capacidad de carga: 165 Kg
- HONDA SW T600
 - Peso en orden de marcha: 247 kg (Del: 95 kg Tras: 152 kg)
 - Máxima capacidad de carga: 169 Kg
- BMW C 650 GT
 - Peso en orden de marcha: 261 Kg
 - Peso total máximo: 445 kg
- BMW C 600 S
 - Peso en orden de marcha: 261 Kg
 - Peso total máximo: 445 kg

2.1.3. Sectorización del mercado

Anteriormente se ha analizado el mercado de motocicletas pesadas hacia el que va dirigido nuestro producto ya que queremos diseñar un mecanismo de elevación o caballete que sea adaptable a cualquier modelo de nuestro mercado. Todos los datos recopilados anteriormente son especificaciones aportadas por los diversos fabricantes de motocicletas en las fichas técnicas de los vehículos e incluso en sus manuales de taller. Ahora bien, de cara a diseñar nuestro mecanismo nos encontramos con un problema, se necesitan algunos datos muy específicas relativos a las cotas de chasis que los fabricantes se reservan y que solo podemos obtener tomando nosotros mismo las medidas “manualmente”.

Debido a la imposibilidad de tomar cotas manualmente de todos los modelos del mercado se ha seleccionado una muestra significativa de nuestro mercado de motocicletas pesadas que incluye modelos de distintas marcas como BMW, Honda y Yamaha.

Se han tomado cotas de chasis de algunas zonas concretas de la motocicleta:

- Anchura del soporte del caballete: De 9 a 14 cm.
- Distancia entre el anclaje y la rueda trasera: De 18 a 28 cm
- Altura del anclaje del caballete al suelo: De 18 a 20 cm
- Posición para el segundo apoyo del mecanismo: De 6 a 17 cm desde el anclaje del caballete.

Se observa que los resultados obtenidos siguen un mismo patrón y que todos los modelos que se han medido están dentro de un rango específico. Además viendo anteriormente que todas las motocicletas de nuestro mercado se encuentran dentro de un mismo rango de especificaciones como reparto de pesos, distancia entre ejes,... podemos extrapolar los resultados y decir que el resto de modelos del mercado se van a encontrar dentro de ese rango de cotas y si por un casual algún modelo no se encontrase dentro de estos rangos de cotas sería un caso aislado y despreciable.

2.2. ANTECEDENTES

Como se ha comentado anteriormente, en la actualidad existen dos modelos de motocicleta que incorporan un sistema de caballete eléctrico propio para cada modelo, los cuales tienen unas características y un modo de funcionamiento distinto.

A continuación se va a entrar a describir y analizar los distintos sistemas, tanto sus diferentes modos de funcionamiento como sus características técnicas:

2.2.1. BMW K 1200 LT

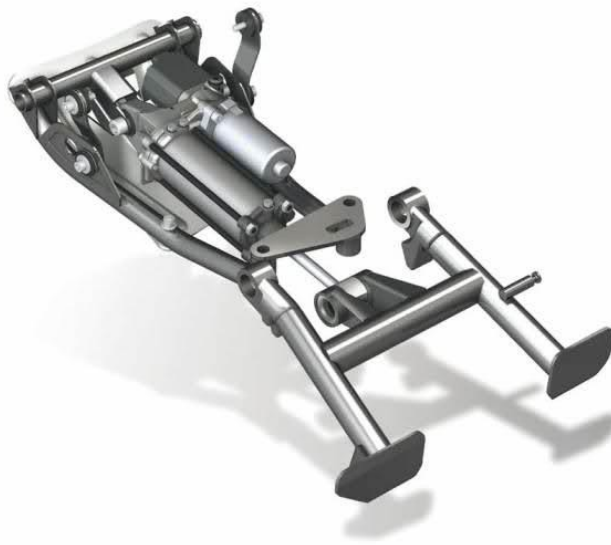


Imagen 5: caballete BMW K1200 LT

La marca alemana BMW incorpora en uno de sus modelos, el más alto de la gama de las motocicletas “touring”, la K1200 Luxury Touring un sistema de accionamiento electrohidráulico para su caballete central.

Este sistema consiste en un bloque que incorpora básicamente un motor eléctrico, una bomba y un cilindro hidráulicos y el propio caballete.

El funcionamiento se basa en el movimiento del motor eléctrico sobre la bomba hidráulica que comprime el fluido, este pasa por una válvula distribuidora que le permite la entrada al cilindro. Cuando el embolo del cilindro termina su recorrido, el fluido sale del cilindro volviendo a la bomba. Todo el sistema está limitado por una válvula de sobrepresión.

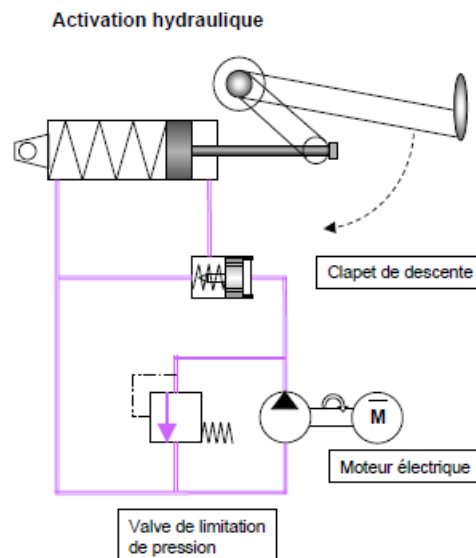


Imagen 6: Sistema hidráulico

Componentes del sistema:

- Motor eléctrico: 250 W
- Cilindro hidráulico: Simple efecto. El movimiento de retorno del embolo es debido a la acción de un resorte.
- Bomba hidráulica
 - Cilindrada: 0.19 a 0.64 cm³/rev
 - Presión Max. Continua: 190 bar
 - Presión Max. Intermitente: 210 bar
 - Presión Max. Pico: 230 bar
 - Revoluciones Max.: 7000 rpm

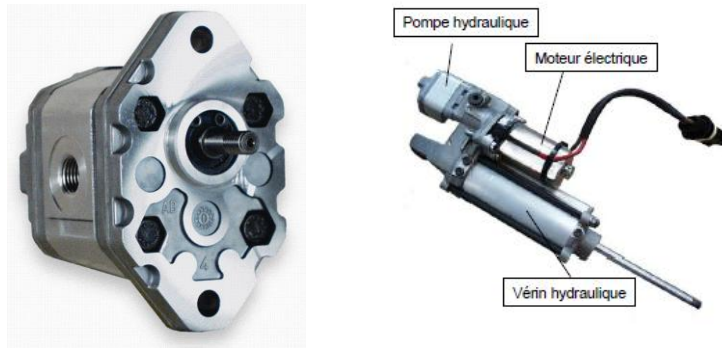


Imagen 7: Bomba y cilindro hidráulicos

- Válvula distribuidora
- Válvula de limitación de presión
- Unidad electrónica de gestión del caballete y del final de carrera: Se encarga de parar el motor cuando ya ha terminado de subir el caballete
- Batería moto: 12 V y 19Ah

Inconvenientes:

- Se trata de un sistema peculiar ya que el plegado del caballete se produce hacia adelante necesitando un mayor espacio en la motocicleta para todo el conjunto.
- Se trata de un sistema voluminoso y pesado debido a todo el conjunto hidráulico que incorpora.
- No existe despiece en caso de avería por parte de BMW, ya que solo vende el conjunto electrohidráulico en bloque.

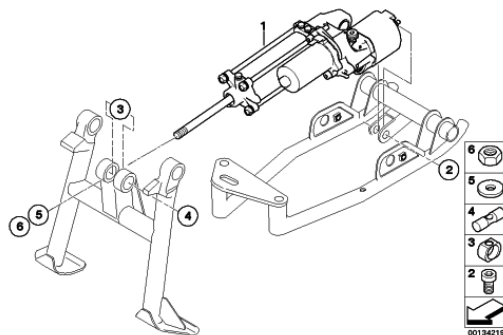


Imagen 8: Conjunto electrohidráulico

- Es un sistema específico para esta marca y modelo de motocicleta.
- Se trata de un producto muy costoso ya que como hemos mencionado es exclusivo y no tienen despiece.

2.2.2. PIAGGIO X9 500 SL

El fabricante de scooters PIAGGIO ha diseñado y monta en un único modelo, la X9 500 SL, un sistema electrohidráulico sencillo que permite colocar el caballete central de la motocicleta sin esfuerzo.

El sistema es muy sencillo e incorpora un cilindro hidráulico, una pequeña bomba hidráulica acoplada al cilindro y un motor eléctrico.

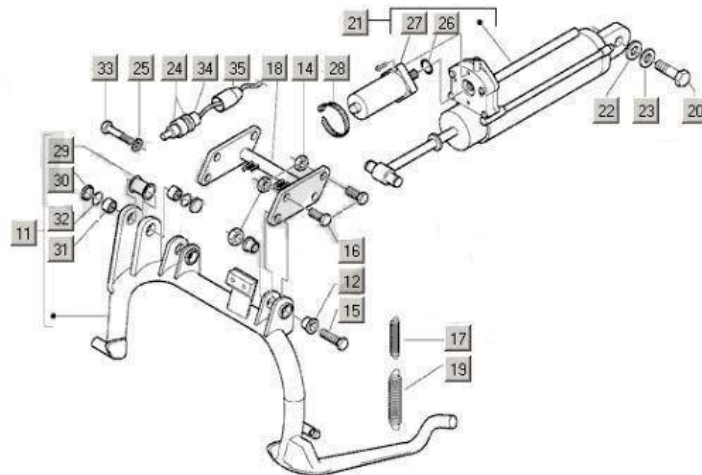


Imagen 9: caballete PIAGGIO X9 500SL

El funcionamiento del conjunto electrohidráulico consiste en que el motor mueve la pequeña bomba que comprime el fluido de trabajo, este fluido debido a la presión mueve el embolo del cilindro que permite desplazar el caballete de la motocicleta al que está anclado. La moto incorpora un regulador que limita en sesenta segundos dos accionamientos consecutivos, para evitar un consumo excesivo de batería, y también limita el funcionamiento del dispositivo con el vehículo en marcha (velocidad superior a 5 Km/h). El sistema también permite colocar el caballete de forma manual, sin accionar el motor eléctrico, por si hay alguna avería o la scooter se queda sin batería.

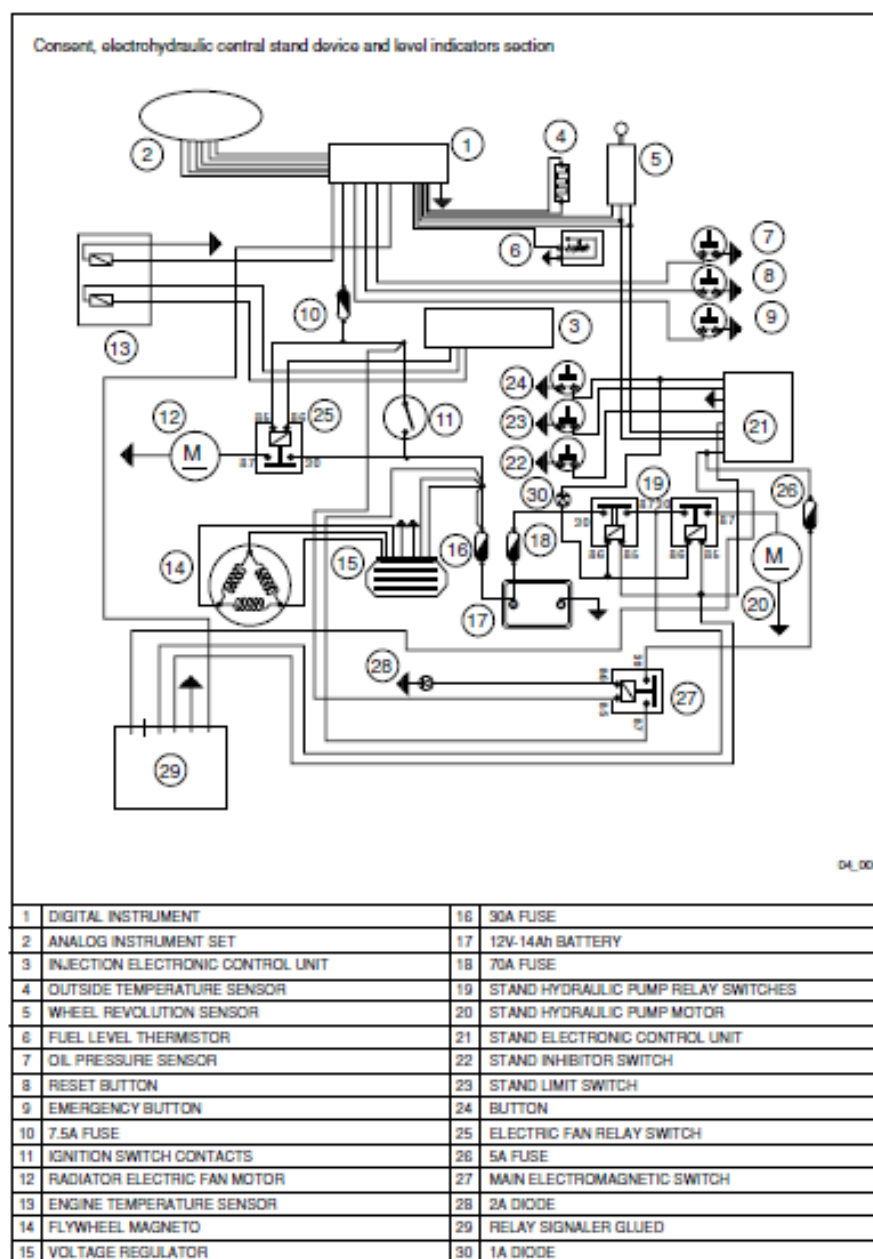


Imagen 10: Esquema eléctrico y componentes

Componentes destacados del sistema:

- Motor eléctrico: 150 W



Imagen 11: Motor eléctrico

- Conjunto hidráulico exclusivo X9 500: Consta del cilindro y la bomba hidráulicos. El fabricante no aporta las especificaciones del conjunto ya que se trata de un sistema exclusivo y sin despiece.

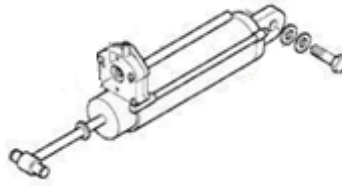


Imagen 12: conjunto hidráulico

- Mandos de control del sistema

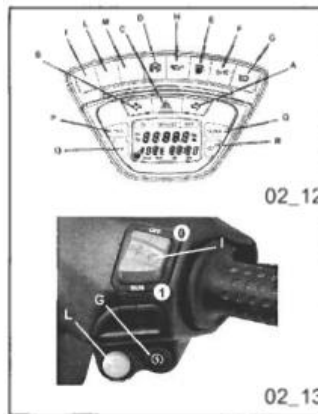


Imagen 13

Inconvenientes:

- Se trata de un sistema voluminoso y pesado.
- No existe despiece del conjunto hidráulico en caso de avería por parte de PIAGGIO ya que solo se vende el sistema hidráulico completo y cuesta más de 650 €.
- Es un producto exclusivo para esta marca y modelo de motocicleta.

- Su accionamiento se reduce a la condición de vehículo parado y motor encendido debido al considerable consumo de batería.
- Se debe esperar mínimo 60 segundos entre dos accionamientos consecutivos.

3. DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO

Existen un conjunto de especificaciones o requisitos que debe cumplir cualquier mecanismo diseñado para este proyecto.

- **Tensión de trabajo:** Todo el sistema eléctrico incorporado en el producto va a trabajar a una tensión de 12 V ya que es la que proporciona una batería de motocicleta. Esto es especialmente importante para dimensionar y seleccionar el motor eléctrico que accionara el mecanismo.
- **Capacidades de las baterías:** Existe un rango de amperios por hora para las baterías de motocicleta para moto pesada (touring o maxiscooter) que va desde 11 – 19 Ah. Este factor es importante ya que influye en el tiempo que tarda la batería en descargarse en función de la intensidad demandada por los componentes del sistema eléctrico a diseñar.
- **Distancia libre del suelo al caballete una vez plegado:** El mecanismo a diseñar debe garantizar una distancia mínima al suelo, una vez plegado, de 10 cm ya que es la distancia adecuada para garantizar que no se producen impactos con cualquier obstáculo de la calzada.
- **Anchura del caballete:** La anchura del mecanismo debe adaptarse a la de la parte baja de la motocicleta, sin exceder en ningún caso el ancho del chasis en la zona de anclaje del caballete. Esto sumado a la distancia libre al suelo mencionada anteriormente garantiza que no se produzcan una colisiones o roces con cualquier saliente del caballete a la hora de inclinar la motocicleta para realizar curvas o giros.

- **Distancia entre el anclaje del caballete hasta la rueda trasera:** El sistema a diseñar debe encajar en el espacio existente entre el anclaje del caballete y la rueda trasera. En este hueco existe en todas las motocicletas ya que en él se alhoja el caballete que incorporan de serie. Dentro del mercado de los diversos modelos de motocicleta existe un rango de longitudes entre dicho anclaje y la ruda posterior del vehículo que va desde 20 hasta 28 cm. Esto afecta a la longitud máxima que puede tener el soporte de nuestro mecanismo. Nuestro sistema de anclaje al chasis así como la base de apoyo al suelo del mecanismo, una vez plegado, deberán poseer una longitud máxima igual o menor a la medida mínima descrita en el rango anterior que se trata de 20 cm ya que buscamos un sistema adaptable a diversos modelos de motocicletas.
- **Distancia del anclaje del caballete al suelo:** Existe un rango de alturas desde el anclaje del caballete (en la parte inferior del chasis) al suelo dentro de nuestro mercado de motocicletas pesadas, que abarca desde 18 a 20 cm. Este rango de medidas condiciona el recorrido del caballete ya que tenemos que garantizar una extensión máxima del mecanismo que permita mantener la rueda trasera despegada del suelo.

4. SOLUCIONES ALTERNATIVAS

4.1. SISTEMA ELÉCTRICO CON CILINDRO HIDRÁULICO FIJO

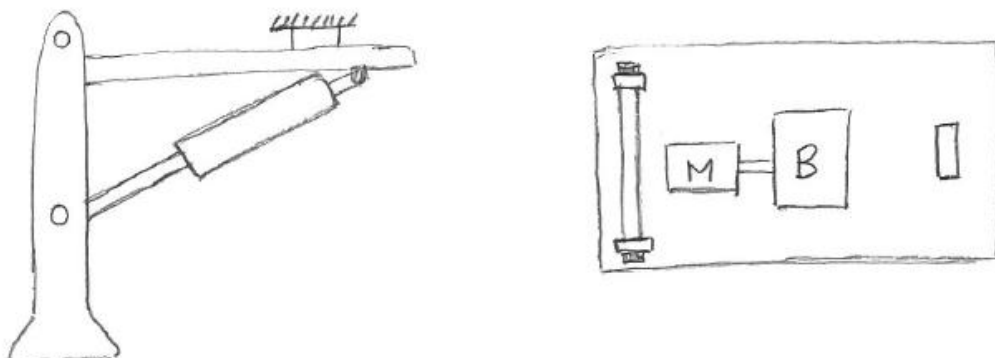


Imagen 14: Boceto mecanismo

En primer lugar se nos ocurrió diseñar un sistema electrohidráulico, en el que el movimiento del embolo del cilindro hidráulico se desarrollase de forma rectilínea horizontal, similar al incorporado por la BMW 1200LT.

La diferencia más importante con el sistema ya existente estriba en que nuestro sistema aprovecha el propio caballete que incorpora toda motocicleta permitiendo una adaptabilidad entre los diversos modelos de motocicletas pesadas. Otra diferencia notoria se da en la posición del anclaje entre el embolo y el caballete, en el sistema de BMW está situado en la parte superior del caballete, muy cerca del eje de rotación de este, mientras que en nuestro sistema el acoplamiento se ubica en el travesaño horizontal que incorporan los caballetes de serie (alejado del eje de rotación) para evitar el pandeo de las patas debido al peso de la motocicleta. Esta diferencia de posición provoca que la fuerza necesaria para producir la rotación del caballete sea menor ya que el par necesario en ambos sistemas sería el mismo y nuestro sistema tiene un radio de aplicación mayor.

$$M = F_{\text{bmw}} \cdot r_1$$

$$M = F_c \cdot r_2$$

$$r_1 < r_2 \rightarrow F_c < F_{\text{bmw}}$$

Con esto conseguimos reducir el tamaño del cilindro hidráulico y por tanto el espacio necesario para la incorporación del sistema en la motocicleta.



Imagen 15: Vista caballete BMW

Inconvenientes alternativa 4.1

- Pese a todo, se trata de un sistema voluminoso y caro ya que debe incorporar una bomba hidráulica, un cilindro hidráulico y un motor eléctrico más su respectiva instalación.
- Debido a que el movimiento del cilindro es lineal horizontal es necesario un gran recorrido desde que el embolo está totalmente recogido (caballete plegado) hasta que está totalmente estirado (caballete abierto) por lo que se necesitaría una distancia elevada entre el anclaje del caballete y la rueda.
- Las motocicletas del mercado, en principio, no están diseñadas para que pueda acoplarse un sistema electrohidráulico de estas características, a diferencia por ejemplo de la BMW K 1200 LT que incorpora un sistema exclusivo y por tanto el diseño está pensado en base a la incorporación de su sistema.
- Debido al problema anterior nos encontramos con una falta de espacio considerable entre el caballete y la rueda trasera por lo que no existe en el mercado un conjunto cilindro, bomba hidráulicos que cumpla las características necesarias.

4.2. SISTEMA ELÉCTRICO CON CILINDRO HIDRÁULICO MÓVIL

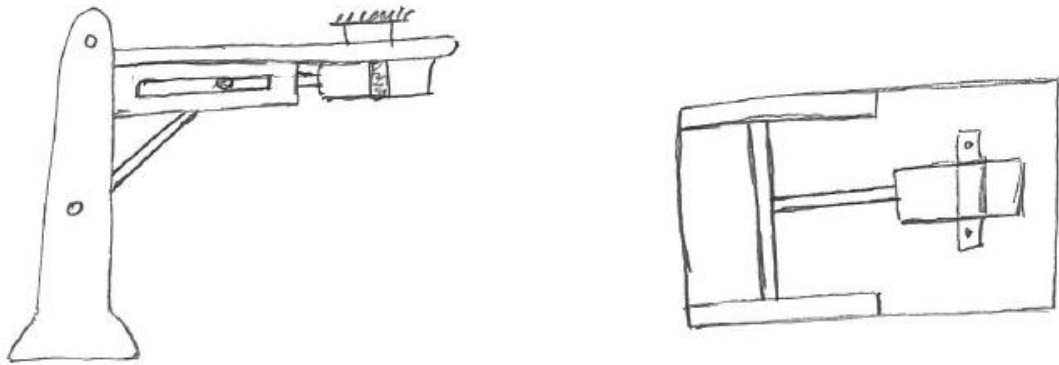


Imagen 16: Boceto mecanismo

Se trata de un sistema que al igual que el anterior, aprovecha el propio soporte o caballete que incorporan las diversas motocicletas de serie.

El funcionamiento se basa en un conjunto formado por un motor eléctrico que mueve una bomba hidráulica, esta proporciona presión a un cilindro hidráulico que mueve el soporte de hierro.

La ventaja de este sistema frente a otros comercializados es la posibilidad de rotación del cilindro durante el movimiento de extensión y retracción del embolo permitiendo así un mejor acople en el sistema.

El extremo del embolo se acopla a la barra transversal que incorporan, de serie, los diversos caballetes de motocicletas pesadas mediante una brida regulable en diámetro, mientras que el otro extremo del cilindro se acopla a un soporte rígido que se encuentra anclado a la motocicleta en dos puntos, uno en el eje de rotación del caballete y otro en la parte inferior del chasis.

Con todo esto se conseguiría un sistema adaptable a las distintas motocicletas a las que va dirigido el proyecto además de un anclaje solido y fiable.

Puesto que este sistema y mecanismo cumple en amplia medida todas las características y requerimientos deseados se llevaron a cabo una serie de cálculos para conocer datos exactos con los que poder dimensionarlo, definir su funcionamiento y conocer las especificaciones de los diversos elementos del sistema.

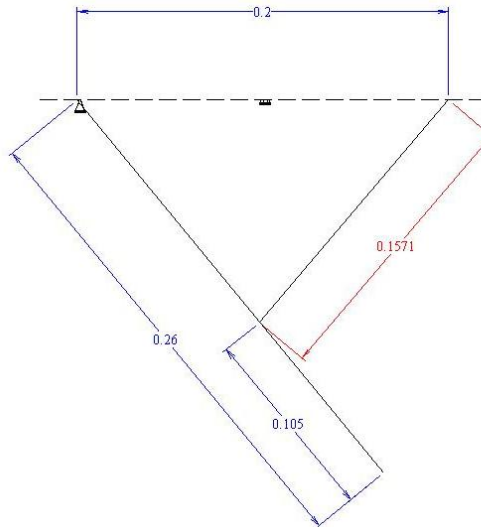


Imagen 17: Mecanismo diseñado en analytix

Cálculos alternativa 4.2

Se ha seleccionado la motocicleta en la que se puede dar el caso más desfavorable por su reparto de pesos y su carga máxima y se han analizado las dos situaciones extremas dentro de este modelo que son moto sin carga y moto a carga máxima (peso de la moto más equipaje y pasajero).

Motocicleta sin carga

❖ Obtención del centro de gravedad

257Kg (Del: 113 kg Tras: 144 kg)

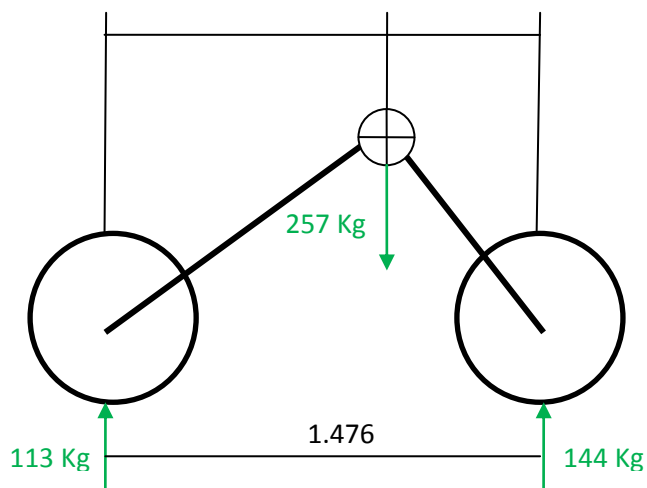


Imagen 18: Diagrama situación CG

$$\sum M_D = 144 \cdot 1.476 - 257x$$

$$x = 0.8368 \text{ m}$$

$x \equiv$ distancia CG al eje delantero

❖ Obtención reacciones y fuerzas

$$W = 257 \cdot 9.81 = 2521 \text{ N}$$

$$\alpha = 49.74^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$\beta = \arccos(20/26) = 39.72^\circ$$

$$\beta' = 90 - \beta = 50.28^\circ$$

$$d1 = 26 \cdot \sin \beta = 16.61 \text{ cm}$$

$$d2 = 10.5 \cdot \sin \beta = 6.71 \text{ cm}$$

$$d3 = d1 - d2 = 9.9 \text{ cm}$$

$$d4 = 10.5 \cdot \cos \beta = 8.08 \text{ cm}$$

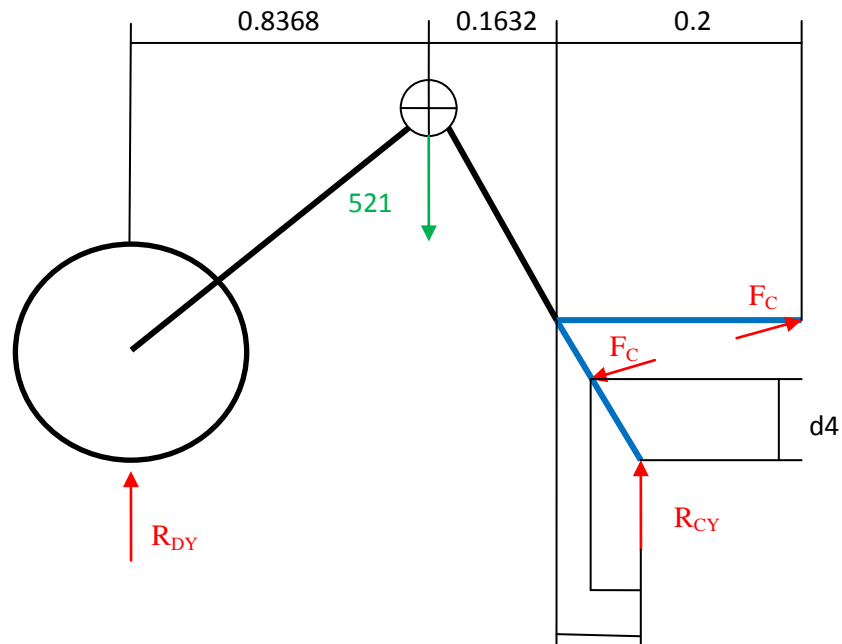


Imagen 19: Diagrama

$$\sum M_{RD} = -W \cdot 0.8368 + R_{CY} \cdot 1.1661 + F_C \sin \alpha \cdot 1.099 - F_C \cos \alpha \cdot 0.0808 + F_C \cos \alpha \cdot 0.2 - F_C \sin \alpha \cdot 1.2 = 0$$

$$-2521 \cdot 0.8368 + R_{CY} \cdot 1.1661 + F_C (\sin \alpha \cdot 1.099 - \cos \alpha \cdot 0.0808 + \cos \alpha \cdot 0.2 - \sin \alpha \cdot 1.2) = 0$$

$$-2177.64 + 1.1661 R_{CY} + (-4.12 \cdot 10^{-5}) F_C = 0$$

$$R_{CY} \approx 2177.64 / 1.1661 = 1867.45 \text{ N}$$

$$\sum M_C = -R_{RDY} \cdot 1.1661 + W (0.1632 + 0.1661) - F_C \cos \alpha \cdot 0.0808 - F_C \sin \alpha \cdot 0.0671 + F_C \cos \alpha \cdot 0.2 - F_C \sin \alpha (0.2 - 0.1661) = 0$$

$$-1.1661 R_{RDY} + 2521 \cdot 0.3293 + F_C (\cos \alpha \cdot 0.0808 - \sin \alpha \cdot 0.0671 + \cos \alpha \cdot 0.2 - \sin \alpha \cdot 0.0339) = 0$$

$$-1.1661 R_{RDY} + 830.17 + F_C (0.104) = 0$$

$$F_C = -845.09 \text{ N}$$

$$\sum F_y = -W + R_{CY} + R_{RDY} = 0$$

$$R_{RDY} = 2521 - 1867.45$$

$$R_{RDY} = 653.55 \text{ N}$$

Motocicleta a máxima carga

❖ Obtención del centro de gravedad

408 kg (Del: 145 kg Tras: 264kg)

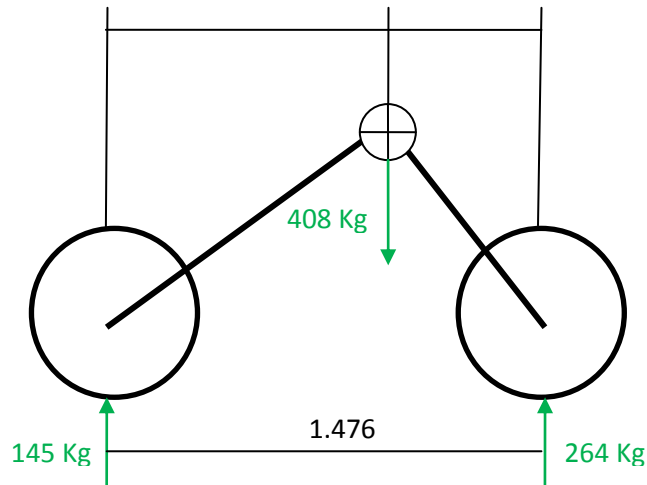


Imagen 20: Diagrama situación CG

$$\sum M_D = 264 \cdot 1.476 - 408x$$

$$x = 0.9551 \text{ m}$$

$x \equiv$ distancia CG al eje delantero

❖ Obtención reacciones y fuerzas

$$W = 408 \cdot 9.81 = 4002.48 \text{ N}$$

$$\alpha = 49.74^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$\beta = \arccos(20/26) = 39.72^\circ$$

$$\beta' = 90 - \beta = 50.28^\circ$$

$$d1 = 26 \cdot \sin \beta = 16.61 \text{ cm}$$

$$d2 = 10.5 \cdot \sin \beta = 6.71 \text{ cm}$$

$$d3 = d1 - d2 = 9.9 \text{ cm}$$

$$d4 = 10.5 \cdot \cos \beta = 8.08 \text{ cm}$$

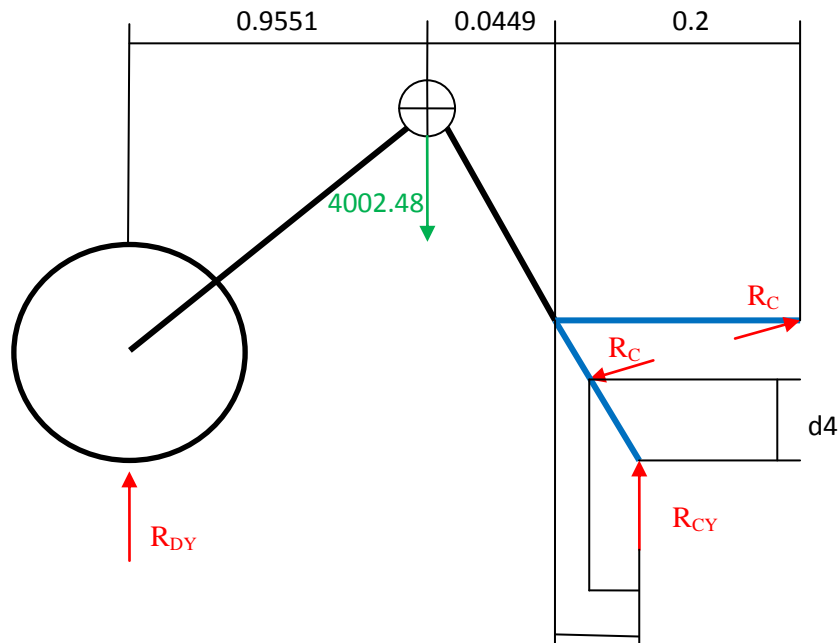


Imagen 21: Diagrama

$$\sum M_{RD} = -W \cdot 0.9551 + R_{CY} \cdot 1.1661 + F_C \sin \alpha \cdot 1.099 - F_C \cos \alpha \cdot 0.0808 + F_C \cos \alpha \cdot 0.2 - F_C \sin \alpha \cdot 1.2 = 0$$

$$-4002.48 \cdot 0.9551 + R_{CY} \cdot 1.1661 + F_C (\sin \alpha \cdot 1.099 - \cos \alpha \cdot 0.0808 + \cos \alpha \cdot 0.2 - \sin \alpha \cdot 1.2) = 0$$

$$-3822.77 + 1.1661 R_{CY} + (-4.12 \cdot 10^{-5}) F_C = 0$$

$$R_{CY} \approx 3822.77 / 1.1661 = 3278.25 \text{ N}$$

$$\sum M_C = -R_{RDY} \cdot 1.1661 + W (0.0449 + 0.1661) - F_C \cos \alpha \cdot 0.0808 - F_C \sin \alpha \cdot 0.0671 + F_C \cos \alpha \cdot 0.2 - F_C \sin \alpha (0.2 - 0.1661) = 0$$

$$-1.1661 R_{RDY} + 4002.48 \cdot 0.211 + F_C (\cos \alpha \cdot 0.0808 - \sin \alpha \cdot 0.0671 + \cos \alpha \cdot 0.2 - \sin \alpha \cdot 0.0339) = 0$$

$$-1.1661 R_{RDY} + 844.52 + F_C (0.104) = 0$$

$$F_C = 0.044 \text{ N}$$

$$\sum F_y = -W + R_{CY} + R_{RDY} = 0$$

$$R_{RDY} = 4002.48 - 3278.25$$

$$R_{RDY} = 724.23 \text{ N}$$

Inconvenientes alternativa 4.2

- El cilindro hidráulico necesario en este sistema es muy pequeño debido a que disponemos de poco espacio desde el caballete a la rueda trasera por lo que no existe en el mercado un cilindro hidráulico que cumpla las características necesarias
- Se podría realizar por encargo un cilindro hidráulico que cumpliera las especificaciones de tamaño pero este aspecto encarecería demasiado el producto además de necesitar en ese caso una bomba y un motor eléctrico más potentes debido al reducido tamaño del cilindro (superficie del embolo de pequeña diámetro).
- La longitud necesaria del cilindro hidráulico para que se abra el caballete en su totalidad (cilindro extendido por completo) hace que una vez plegado exceda el valor mínimo requerido de distancia libre al suelo.
- Es físicamente imposible que se cumplan las especificaciones empleando un cilindro hidráulico simple en este sistema ya que extendido el cilindro debe medir 25 cm y una vez plegado 8 cm.

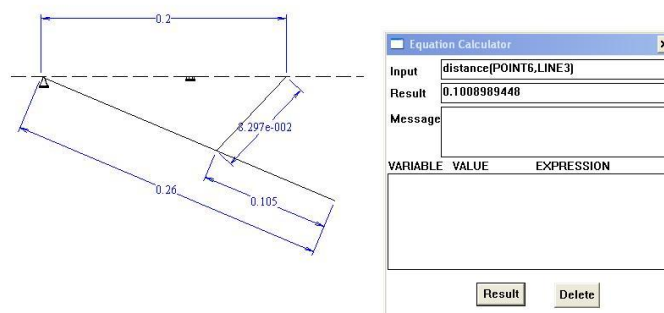
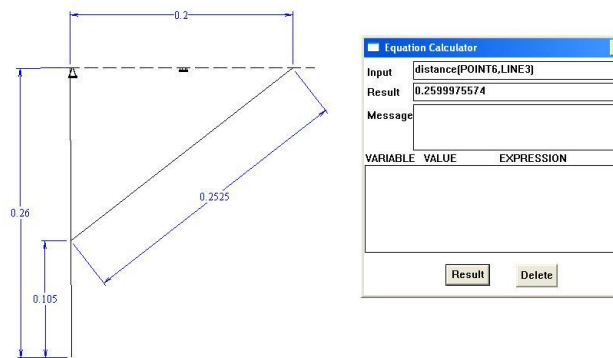


Imagen 22: Plegado y desplegado del mecanismo

- Sistema de gran tamaño y peso ya que incluye bomba hidráulica, motor eléctrico, cilindro hidráulico más su respectiva instalación.
- Coste elevado debido a la complejidad del sistema electrohidráulico y a la necesidad de piezas exclusivas.
- Posibles problemas en el mecanismo por fallos hidráulicos, habituales en los sistemas parecidos ya existentes.

5. SOLUCION DEFINITIVA Y JUSTIFICACION

A la hora de elegir una solución definitiva se han tenido en cuenta los requisitos del producto y se han valorado una serie de aspectos de los mecanismos anteriormente descritos:

- El empleo de un sistema hidráulico que mueva el mecanismo es un inconveniente ya que se trata de un sistema voluminoso, pesado y caro. Debido a esto es mejor emplear un mecanismo movido exclusivamente mediante un sistema eléctrico.
- Otro aspecto negativo de utilizar un sistema hidráulico es que se necesita un cilindro exclusivo (no comercial) debido a las dimensiones del sistema por lo que encarecería demasiado el producto final.
- Debido que el espacio disponible en la motocicleta es reducido se debe diseñar un mecanismo compacto y el hecho de emplear un sistema hidráulico sobredimensiona el producto.

Por tanto tras valorar los pros y contras de los diseños anteriormente citados el sistema elegido finalmente y que se va a desarrollar, se trata de un mecanismo de tijera de cuatro barras entrecruzadas, con una restricción de movilidad entre las dos barras superiores, movido por un motor eléctrico mediante un tornillo sin fin sujeto a dos casquillos, uno fijo de apoyo y otro con movimiento rectilíneo horizontal gracias a una guía lineal.

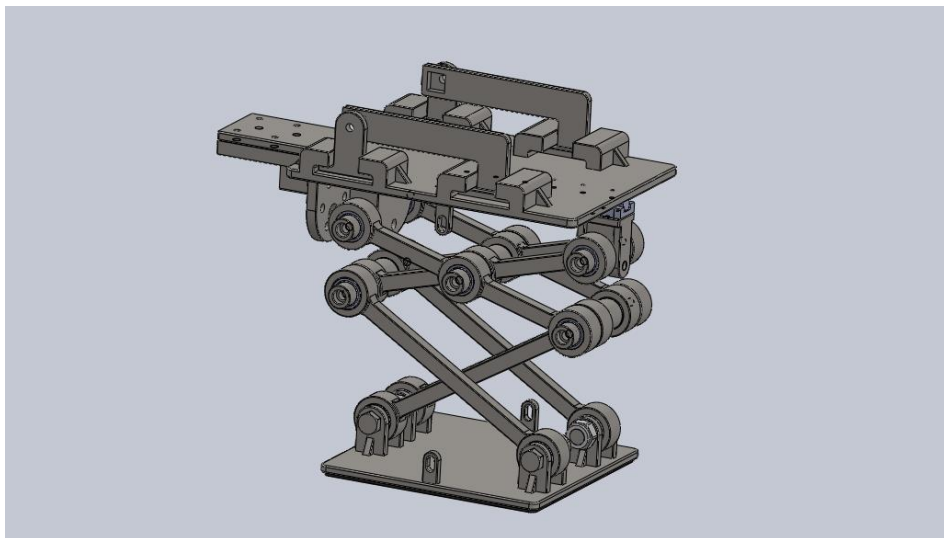


Imagen 23: Conjunto mecanismo

La articulación del mecanismo del que consta el caballete está inspirada en los elevadores de tijera hidráulicos. El elemento diferencial y que distingue a nuestro sistema es que éste no consta de parte hidráulica y todo el conjunto se mueve gracias a la acción de un pequeño motor eléctrico unido a un tornillo sinfín evitando así la voluminosidad y el elevado coste del sistema hidráulico.

El sistema a desarrollar pese a tener un sencillo funcionamiento consta de una serie de elementos básicos que habrá que diseñar y calcular de forma precisa. El conjunto estará formado básicamente por:

- Un anclaje que sustente el sistema y lo une a la motocicleta.
- Una base de apoyo al suelo.
- Un motor eléctrico.
- Un tornillo sinfín con dos casquillos, uno fijo soldado al anclaje y otro roscado que se mueve por el tornillo.

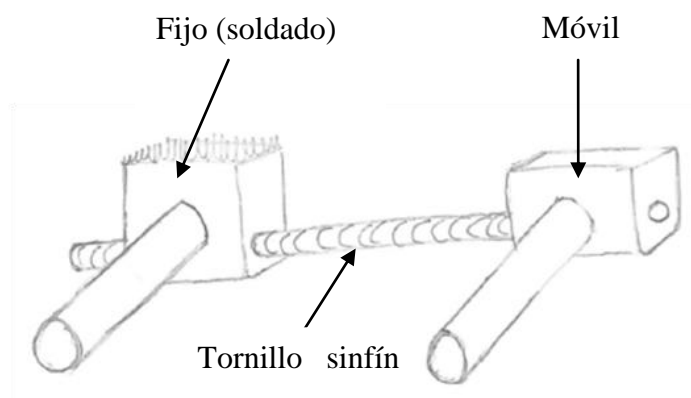


Imagen 24: Boceto casquillos

- Cuatro brazos (dos por lado) con dos uniones.

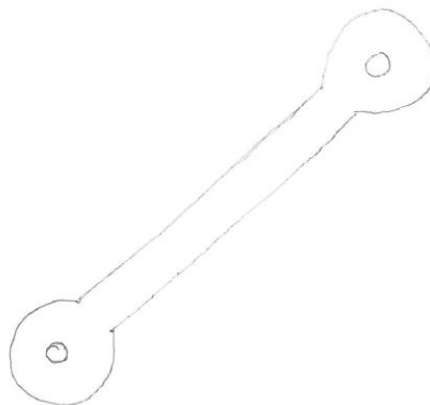


Imagen 25: Boceto brazo inferior

- Cuatro brazos (dos por lado) con tres uniones.

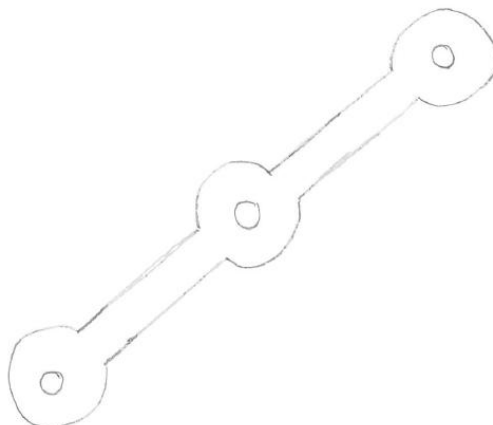


Imagen 26: Boceto brazo superior

- Rodamientos en las uniones de los brazos para permitir una rotación suave y sin rozamientos.

El funcionamiento del mecanismo consiste en que el motor eléctrico mueve el tornillo sinfín por el que se traslada el casquillo roscado transformando así el movimiento rotacional en movimiento lineal horizontal. Tanto a este casquillo roscado como al otro casquillo fijo se anclan los brazos superiores (uno a cada lado de cada casquillo) que se entrecruzan dos a dos y se unen por su parte central generando una restricción fundamental para el funcionamiento del mecanismo. A estos brazos se unen los brazos inferiores que también se entrecruzan dos a dos, pero esta vez sin restricción, estos se anclan por el otro extremo a la base que servirá de apoyo al suelo. Gracias a este entramado de barras conseguimos obtener un movimiento vertical de extensión y plegado del sistema a partir de un movimiento horizontal generado por el tornillo sinfín. Todo el sistema está sustentado por una pieza que se encuentra fijada a la motocicleta. Esta pieza posee unos anclajes móviles que permiten adaptar el caballete, dentro de un rango de medidas, a los diversos modelos de motocicletas de nuestro mercado analizado consiguiéndose con esto cumplir el requisito sobre el que se sustenta este proyecto que es la adaptabilidad del sistema.

Se ha elegido este mecanismo para el diseño del caballete debido a la gran cantidad de ventajas que posee sobre los otros sistemas pensados anteriormente descritos:

- No posee sistema hidráulico ya que todo el movimiento es debido al pequeño motor eléctrico por lo que se reduce considerablemente el peso y el volumen del mecanismo consiguiéndose un sistema compacto.
- Debido a que no se incorpora dicho sistema hidráulico se reduce el coste del producto puesto que nos evitamos elementos caros del sistema como la bomba y el cilindro hidráulicos. Además se evitan fugas hidráulicas y posibles problemas derivados que provocan con un continuo mantenimiento y por tanto un mayor gasto al usuario
- Se fabrica prácticamente la totalidad de piezas del mecanismo (excepto motor y rodamientos) por lo que se evita depender de otros proveedores como ocurriría en el caso de necesitar un sistema hidráulico.
- El sistema se sustituye por el caballete original, fijándose en los mismos puntos de anclaje que éste, por lo que se trata de un sistema adaptable para todas las motocicletas de nuestro mercado con la ventaja de poder adaptar nuestro producto a todo el espacio disponible para el caballete bajo la motocicleta.
- Con este sistema se garantiza la extensión necesaria para conseguir elevar la rueda trasera sin necesidad un gran espacio entre el anclaje y la rueda trasera ya que el plegado y desplegado es vertical y con el conjunto de barras empleado consigue transformar un pequeño movimiento horizontal en un elevado recorrido vertical.

En conclusión, se ha elegido este mecanismo para realizar el caballete ya que es compacto una vez plegado, adaptable, el movimiento se consigue únicamente a través de un motor eléctrico y tiene una fabricación sin muchas complejidades y sin dependencia de proveedores que abarata el proceso y por tanto el producto final.

6. DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA SOLUCIÓN

6.1. DISEÑO DE LA CINEMÁTICA DEL MECANISMO

6.1.1. Maqueta previa

Con una idea básica pero concreta del mecanismo que queremos realizar se empezó por hacer un modelo en cartulina que sirviese para visualizar y comprobar de forma tangible el modo de funcionamiento, las restricciones necesarias en cada elemento y los anclajes que se iban a emplear.

Todo esto es un paso previo a la implementación del modelo en ordenador mediante el programa Analytix. Fue un paso necesario ya que a la hora de diseñar el modelo directamente de forma digital dio errores por estar insuficientemente dimensionado y no se encontraba la restricción adecuada.

Modelo de cartulina: Se trata de un modelo o maqueta inicial de cartulina que permite la movilidad de los diversos elementos del mecanismo de un modo muy sencillo con el que se consigue visualizar todos los aspectos dimensionales y restrictivos del sistema que se diseñara posteriormente. Se emplearon chinchetas a modo de pasadores, para unir las barras o brazos del mecanismo. Además se fabricó una sujeción para el mecanismo con guía para el desplazamiento lineal que da movilidad al modelo.

La construcción de la maqueta funcional de cartulina sirvió para observar diversos aspectos tanto a nivel constructivo como de funcionamiento:

- Los anclajes necesarios para el funcionamiento del mecanismo son un apoyo articulado fijo y una ranura que permita el movimiento horizontal.
- Se vio que se necesita un grado de restricción entre las barras que se cruzan para que se muevan de forma conjunta:

- La restricción no puede ubicarse en la parte inferior ya que se forma un triángulo rígido entre las barras que impide un correcto movimiento del mecanismo.

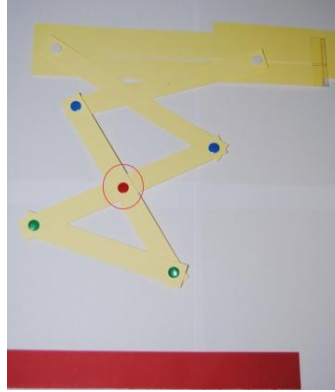


Imagen 27: Restricción incorrecta

- Dicho grado de restricción debe estar entre las dos primeras barras (en la parte superior del mecanismo) ya que con esto se garantiza un movimiento uniforme y un correcto plegado y desplegado del mecanismo.

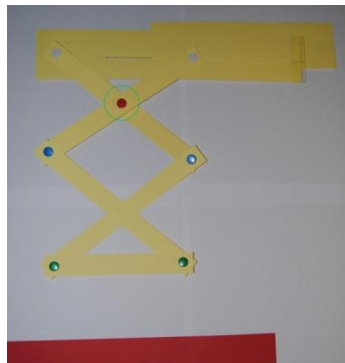


Imagen 28: Restricción correcta

- Partiendo con sistema plegado y la base horizontal, el mecanismo se despliega correctamente manteniendo la base paralela al suelo.

- Una vez que el mecanismo se encuentra desplegado se observo que a la hora de recogerlo, la base pierde el paralelismo con el suelo, ya que en las barras inferiores existe un grado de libertad, provocando un plegado defectuoso y que el mecanismo no sea compacto una vez recogido.

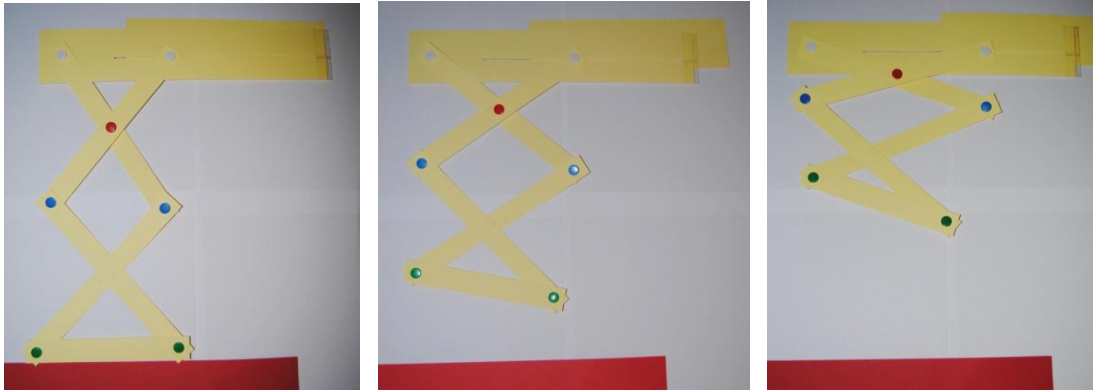


Imagen 29: Plegado defectuoso

- Tras analizar la situación, nos dimos cuenta que para mantener el paralelismo de la base con el suelo sería necesario un sistema que permitiese una ligera sujeción de esta con el anclaje de la moto. Esta sujeción la puede aportar un par de muelles alienantes enanchados entre la parte superior del mecanismo y la base.

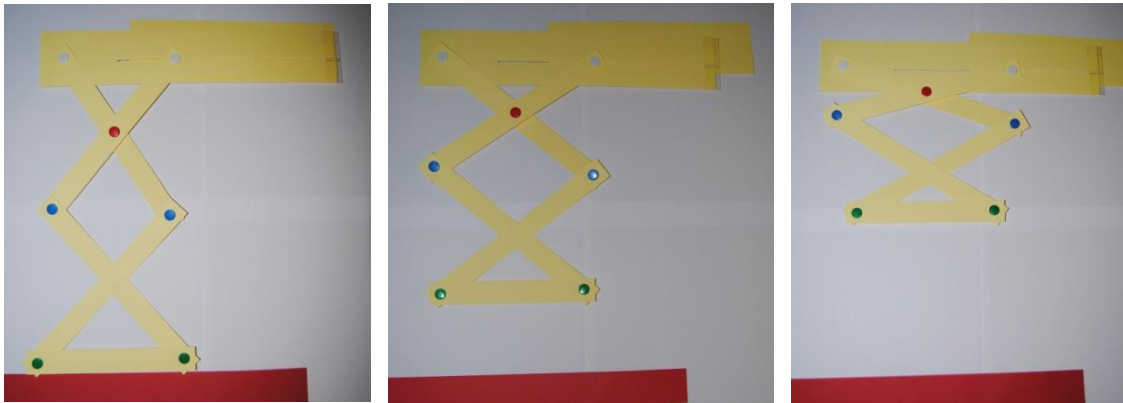


Imagen 30: Plegado correcto

6.1.2. Implementación en analytix

Tras el análisis de las conclusiones recogidas con la maqueta de cartulina, implementamos un modelo sencillo del mecanismo en Analytix para empezar a recoger datos cuantitativos como medidas de las barras, ángulos en la posición de trabajo, etc, que se emplearán en los cálculos posteriores.

- La longitud de las barras del mecanismo debe ser de 16 cm para garantizar un plegado compacto de 10 cm de altura y al mismo tiempo que la longitud del caballete totalmente extendido sea de 25 cm como se requiere.

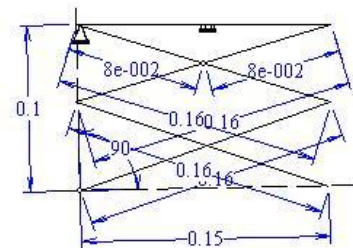
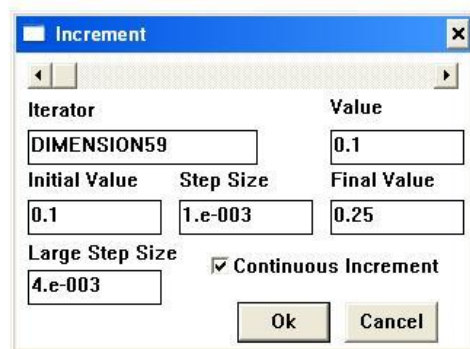


Imagen 31: Mecanismo plegado

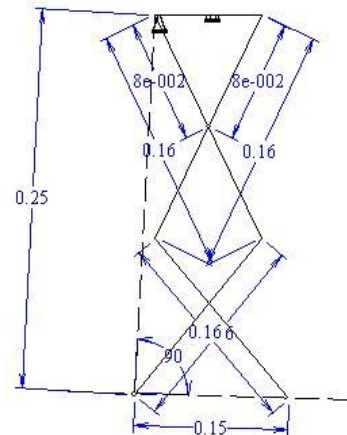
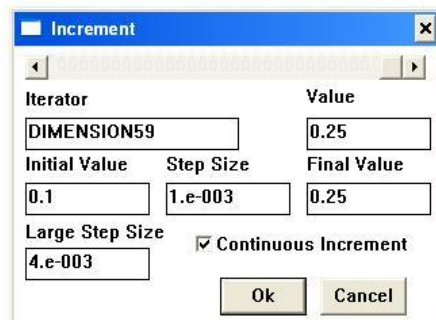


Imagen 32: Mecanismo desplegado

- El mecanismo una vez plegado ($h=10$ cm) es compacto quedando una distancia suficiente y físicamente posible entre la guía lineal horizontal y el pasador que une las dos barras entrecruzadas.

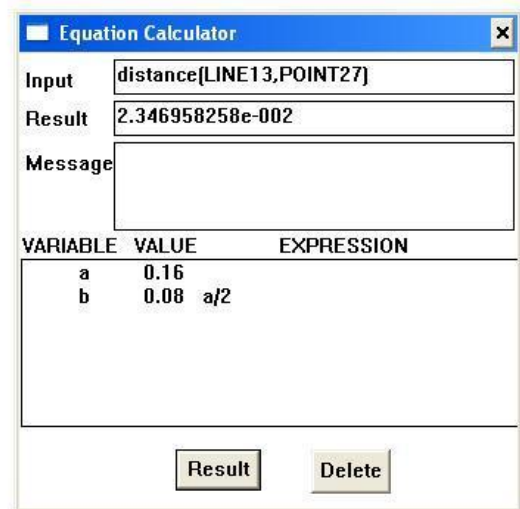
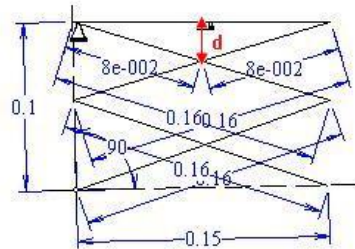


Imagen 33: Distancia guía - pasador

Distancia (d) de la guía al pasador = 2.35 cm

- Se comprobó que con la geometría definida es posible el movimiento del mecanismo así como el rango de desplazamiento del casquillo con movimiento horizontal (guía lineal).

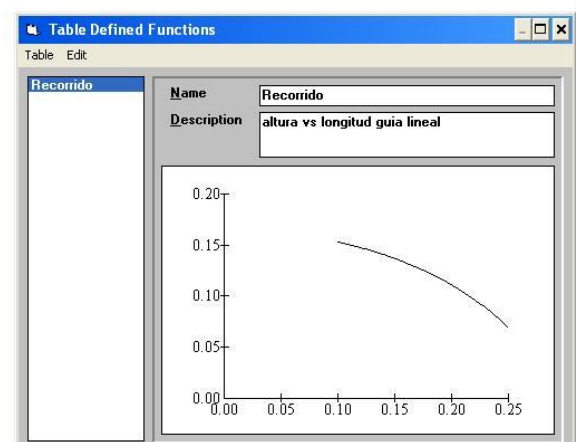
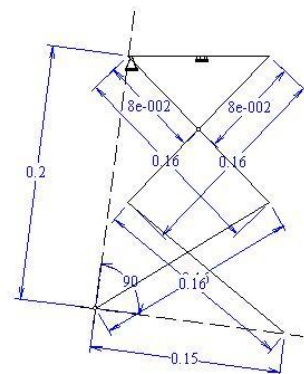


Imagen 34: Recorrido casquillo

- h (min) = 10 cm (con el mecanismo plegado) → Distancia entre apoyos 15.29 cm.
 - h (max) = 25 cm (con el mecanismo extendido) → Distancia entre apoyos 6.86 cm.
- Se obtuvieron los ángulos entre barras en posición de trabajo, necesarios para los cálculos estáticos del mecanismo.

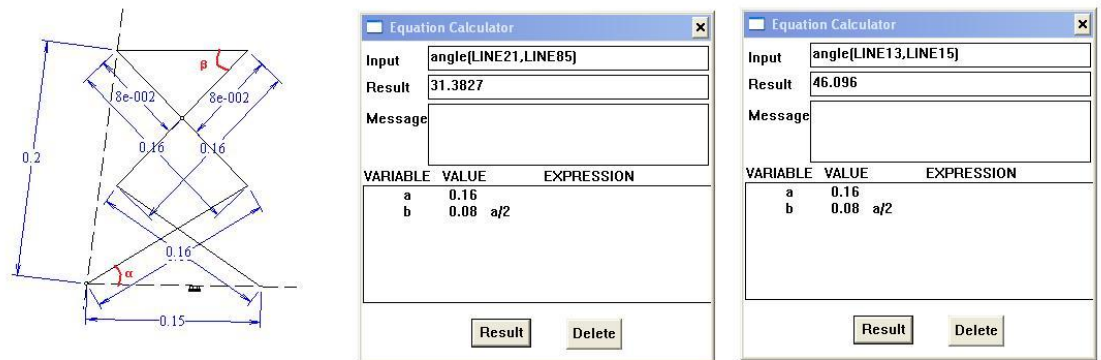


Imagen 35: Obtención de ángulos

- $\alpha = 31.3827^\circ$
- $\beta = 46.096^\circ$

6.1.3. Cálculos estáticos y diseño de la cinemática

Una vez se obtuvo un modelo digital y se implementó en Analytix se pudieron obtener las medidas, ángulos y reacciones necesarias para realizar los cálculos estáticos del mecanismo.

A la hora de realizar los cálculos estáticos de cada elemento del caballete se han tenido en cuenta una serie de factores y restricciones:

- Elección de la motocicleta en la que se puede dar el caso más desfavorable debido a su geometría y reparto de pesos y análisis de los dos extremos dentro de este modelo.

- En esta primera fase de cálculos tomamos como hipótesis que los elementos del mecanismo se comportan como sólidos rígidos. Posteriormente se podrá comprobar si la hipótesis planteada es correcta cuando se realice el estudio por elementos finitos (mediante SolidWorks) de las diversas piezas del mecanismo y se analicen los desplazamientos unitarios existentes.
- La motocicleta a la que se encuentra anclado el mecanismo tiene un reparto de pesos fijo para la moto en vacío y otro para la motocicleta a carga máxima.
- A la hora de analizar la rueda de la moto como sólido rígido y su contacto con el suelo hay que tener en cuenta el factor de resistencia a la rodadura, ya que en realidad el neumático se trata de un sólido deformable que ofrece una resistencia contra el asfalto a la hora de moverse.

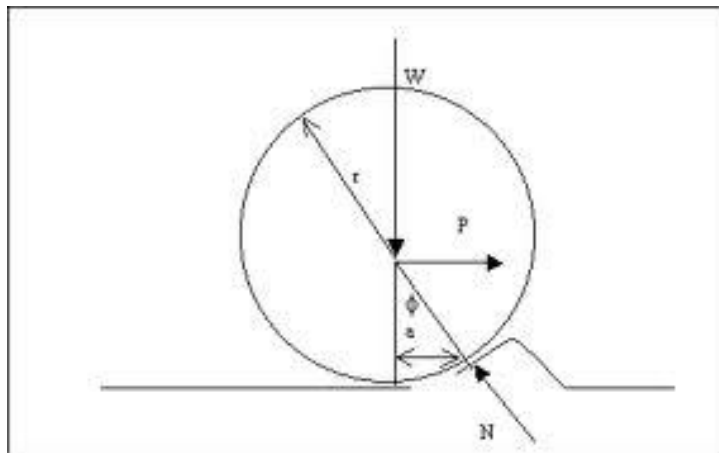


Imagen 36: Figura resistencia a la rodadura

- Debe tenerse en cuenta además, el rozamiento del caballete con el asfalto ya que al mismo tiempo que el mecanismo se despliega tienen un pequeño movimiento horizontal.

6.1.3.a. Cálculos estáticos

Se han realizado dos tipos de cálculos, para la moto en vacío y para la motocicleta a carga máxima. Para este último cálculo se han empleado los datos aportados por el fabricante de carga máxima que puede soportar la moto sumando el peso de la moto en orden de marcha, el equipaje y los pasajeros.

Moto sin carga:

DSL- Global

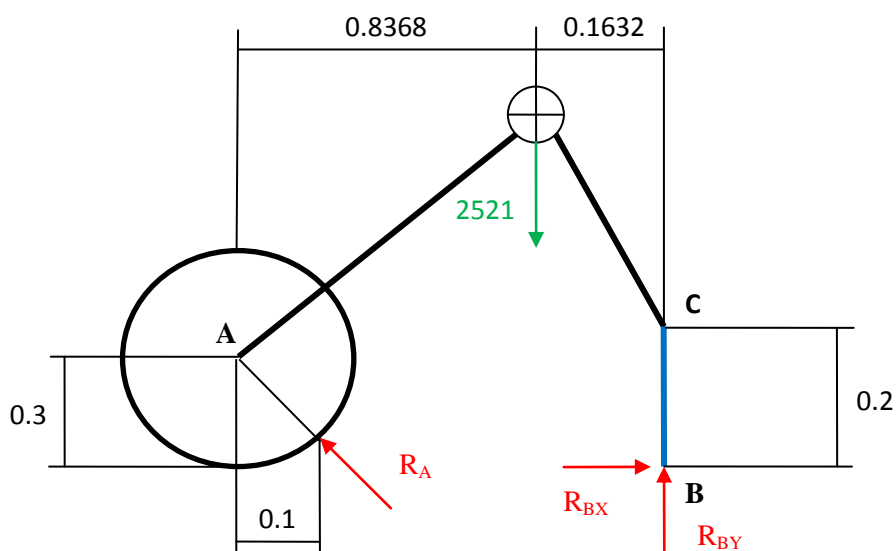


Imagen 37: Esquema motocicleta sin carga

$$\alpha = \text{atg} (0.3 / 0.1) = 71.57^\circ$$

$$\sum M_B = - R_A \sin \alpha \cdot 0.9 + 2521 \cdot 0.1632 = 0$$

$$R_A = 481.86 \text{ N}$$

$$\sum F_X = - R_A \cos \alpha + R_{BX} = 0$$

$$-481.86 \cdot \cos \alpha + R_{BX} = 0$$

$$R_{BX} = 152.34 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{BX} \cdot 0.3 + R_{BY} \cdot 1 - 2521 \cdot 0.8368 = 0$$

$$\sum M_A = 152.34 \cdot 0.3 + R_{BY} - 2521 \cdot 0.8368 = 0$$

$$R_{BY} = 2063.88 \text{ N}$$

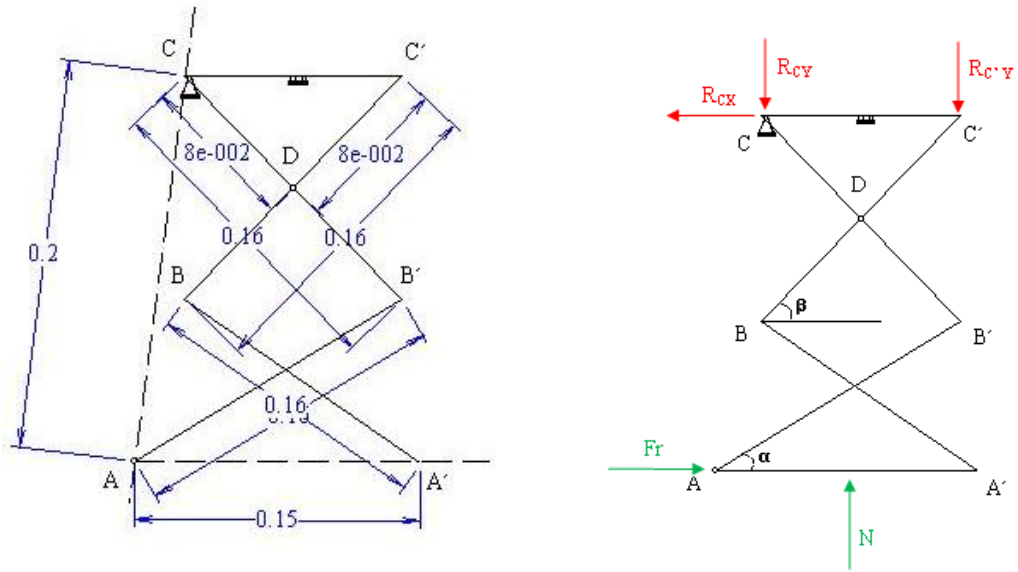


Imagen 38: Esquema caballete

$$\alpha = 31.3827^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$\beta = 46.096^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$Fr = R_{BX} = 152.34 \text{ N}$$

$$N = R_{BY} = 2063.88 \text{ N}$$

$$\sum F_X = R_{CX} - Fr = 0$$

$$R_{CX} = 152.34 \text{ N}$$

$$R_{CY} = N/2 = 1031.94 \text{ N}$$

$$R_{CY} = N/2 = 1031.94 \text{ N}$$

DSL- Nudo A

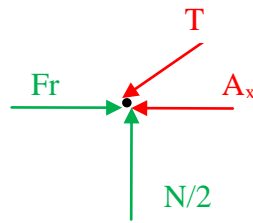


Imagen 39: Esquema nudo A

$$\sum F_Y = -T \sin \alpha + N/2 = 0$$

$$-T \sin \alpha + 1031.94 = 0$$

$$T = 1981.63$$

DSL- Barra AB'

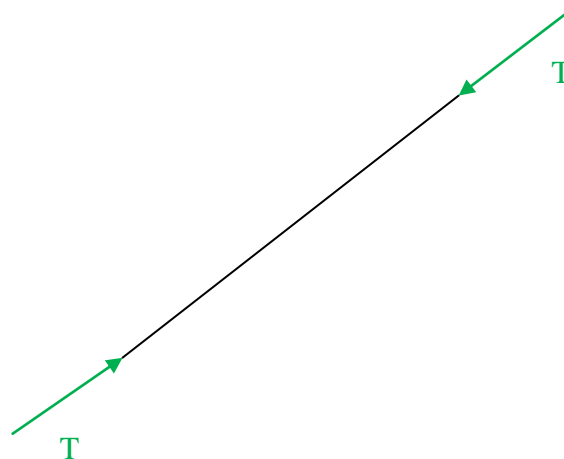


Imagen 40: Esquema barra AB'

La barra AB' es un miembro de dos fuerzas por tanto:

$$T = T = 1981.63$$

DSL- Barra B'C

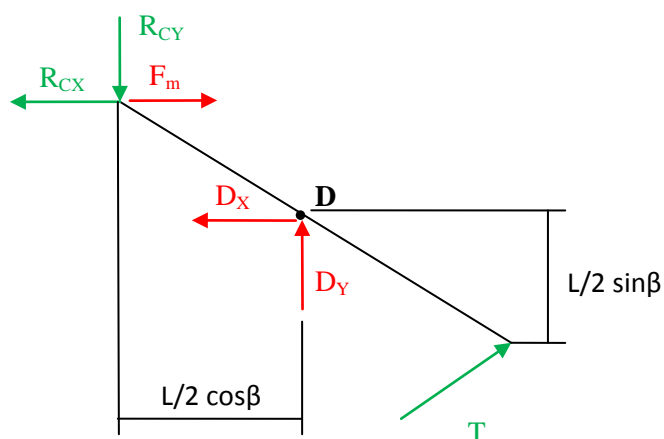


Imagen 41: Esquema barra BC'

$$L = 0.16 \text{ m}$$

$$\sum M_D = T \cos \alpha \cdot L/2 \sin \beta + T \sin \alpha \cdot L/2 \cos \beta - F_m \cdot L/2 \sin \beta + R_{CY} \cdot L/2 \cos \beta + R_{CX} \cdot L/2 \sin \beta = 0$$

$$1981.63 \cos \alpha \cdot 0.08 \sin \beta + 1981.63 \sin \alpha \cdot 0.08 \cos \beta - F_m \cdot 0.08 \sin \beta + 1031.94 \cdot 0.08 \cos \beta + 152.34 \cdot 0.08 \sin \beta = 0$$

$$F_m = 3830.465 \text{ N}$$

$$\sum F_X = T \cos \alpha + F_m - R_{CX} + D_X = 0$$

$$1981.63 \cos \alpha + 3830.465 + 152.34 + D_X = 0$$

$$D_X = 5369.86 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = T \sin \alpha - R_{CY} + D_Y = 0$$

$$1981.63 \sin \alpha + 1031.94 + D_Y = 0$$

$$D_Y = 0 \text{ N}$$

Moto a máxima carga:

DSL- Global

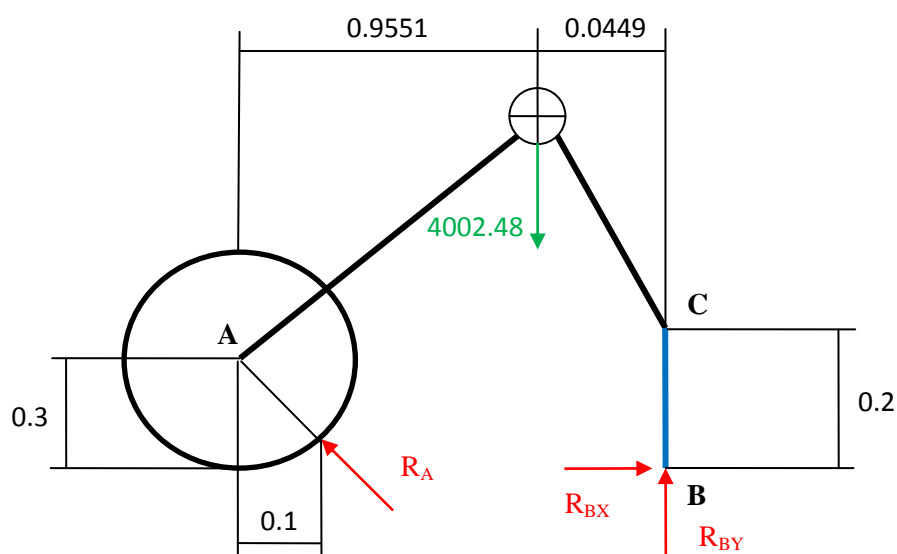


Imagen 42: Esquema motocicleta a máxima carga

$$\alpha = \text{atg}(0.3 / 0.1) = 71.57^\circ$$

$$\sum M_B = -R_A \sin \alpha \cdot 0.9 + 4002.48 \cdot 0.0449 = 0$$

$$R_A = 210.47 \text{ N}$$

$$\sum F_X = -R_A \cos \alpha + R_{BX} = 0$$

$$-210.47 \cdot \cos \alpha + R_{BX} = 0$$

$$R_{BX} = 66.54 \text{ N}$$

$$\sum M_A = R_{BX} \cdot 0.3 + R_{BY} \cdot 1 - 4002.48 \cdot 0.9551 = 0$$

$$\sum M_A = 66.54 \cdot 0.3 + R_{BY} - 4002.48 \cdot 0.9551 = 0$$

$$R_{BY} = 3802.8 \text{ N}$$

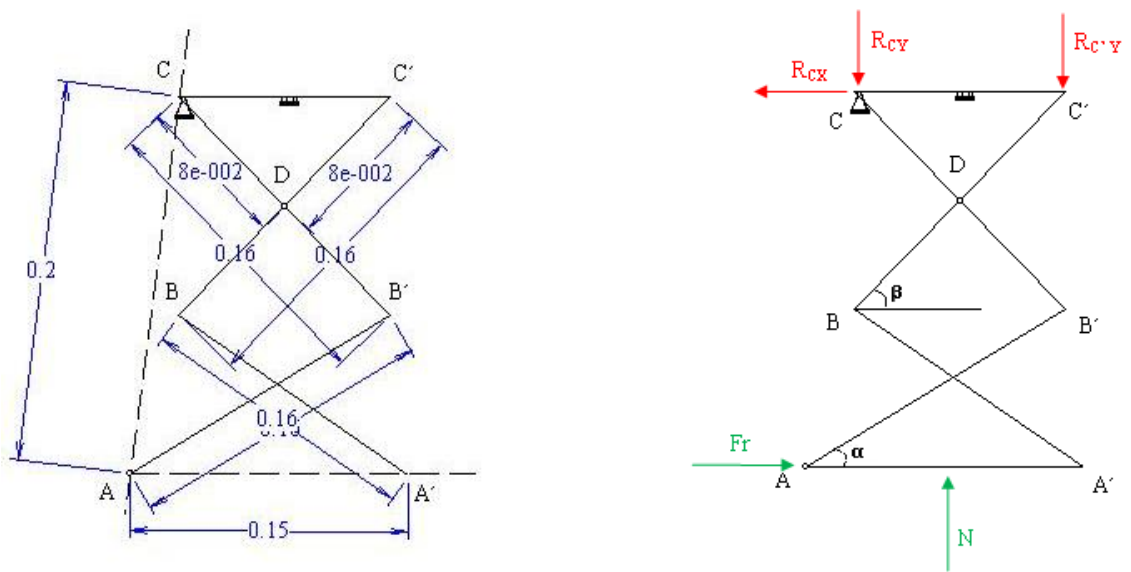


Imagen 43: Esquema caballete

$$\alpha = 31.3827^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$\beta = 46.096^\circ \leftarrow \text{Analytix}$$

$$Fr = R_{BX} = 66.54 \text{ N}$$

$$N = R_{BY} = 3802.8 \text{ N}$$

$$\sum F_X = R_{CX} - Fr = 0$$

$$R_{CX} = 66.54 \text{ N}$$

$$R_{CY} = N/2 = 1901.4 \text{ N}$$

$$R_{C'Y} = N/2 = 1901.4 \text{ N}$$

DSL- Nudo A

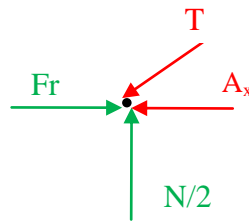


Imagen 44: Esquema nudo A

$$\sum F_Y = -T \sin \alpha + N/2 = 0$$

$$-T \sin \alpha + 1901.4 = 0$$

$$T = 3651.25$$

DSL- Barra AB'

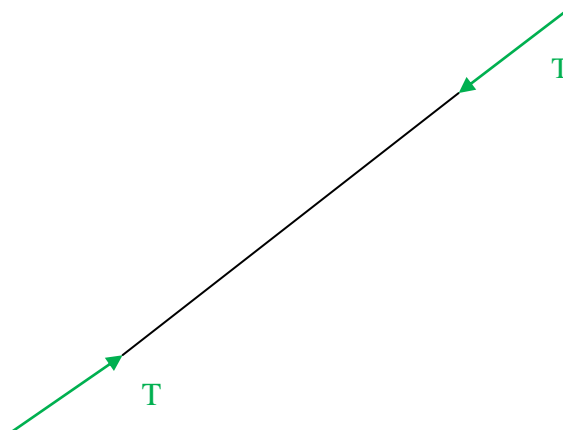


Imagen 45: Esquema barra AB'

La barra AB' es un miembro de dos fuerzas por tanto:

$$T = T = 3651.25$$

DSL- Barra B'C

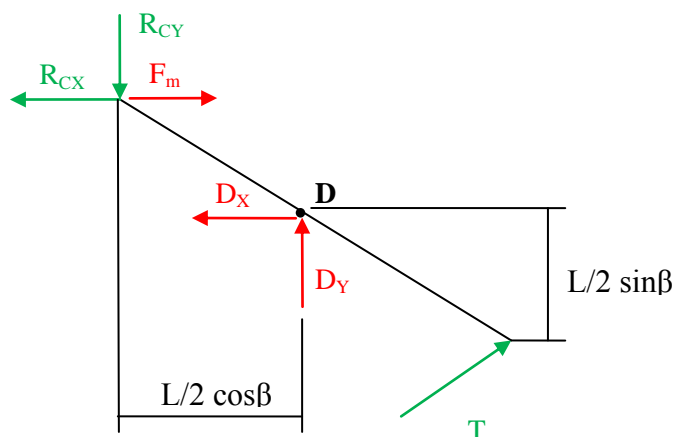


Imagen 46: Esquema barra BC'

$$L = 0.16 \text{ m}$$

$$\sum M_D = T \cos \alpha \cdot L/2 \sin \beta + T \sin \alpha \cdot L/2 \cos \beta - F_m \cdot L/2 \sin \beta + R_{CY} \cdot L/2 \cos \beta + R_{CX} \cdot L/2 \sin \beta = 0$$

$$3651.25 \cos \alpha \cdot 0.08 \sin \beta + 3651.25 \sin \alpha \cdot 0.08 \cos \beta - F_m \cdot 0.08 \sin \beta + 1901.4 \cdot 0.08 \cos \beta + 66.54 \cdot 0.08 \sin \beta = 0$$

$$F_m = 7106.05 \text{ N}$$

$$\sum F_X = T \cos \alpha + F_m - R_{CX} + D_X = 0$$

$$3651.25 \cos \alpha + 7106.05 - 66.54 - D_X = 0$$

$$D_X = 10690.76 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = T \sin \alpha - R_{CY} + D_Y = 0$$

$$3651.25 \sin \alpha + 1901.4 + D_Y = 0$$

$$D_Y = 0 \text{ N}$$

Análisis del rozamiento:

- Coeficientes de rozamiento estático y cinético

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Fuente: Serway R. A.. *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Tabla 1

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO DE RODADURA	
MATERIALES	Coeficiente de rozamiento de rodadura f en cm
Acero sobre acero	0,006 cm
Acero sobre asfalto	0,008 cm
Bolas o rodillos de acero templado sobre anillos del mismo material (cojinetes de bolas o rodillos).	0,018 cm 0,010 cm
Fundición gris sobre fundición gris.	
Hierro pulimentado sobre suelo empedrado.	0,0005 a 0,001 cm
Madera sobre madera.	0,0145

Tabla 2

Acero – Asfalto

Realizamos una extrapolación para obtener el valor del coeficiente de rozamiento estático entre el acero y el asfalto.

Superficies en contacto	Coeficiente rodadura (cm)	Coeficiente estático
acero-acero	0,006	0,74
acero-asfalto	0,008	0,98

Tabla 3

$$FR \text{ (Fuerza Rozamiento)} = \mu \cdot N = 0.98 \cdot 3802.8 \text{ N} = 3726.74$$

$$Fr = 66.54 \text{ N}$$

$FR > Fr \rightarrow$ El caballete no desliza y eleva la moto

6.1.3.b. Potencia motriz

$$h1 \text{ (comienzo del recorrido)} = 20 \rightarrow d1 = 0.111 \text{ m}$$

$$h2 \text{ (caballete desplegado)} = 25 \rightarrow d2 = 0.069 \text{ m}$$

Donde d1 y d2 son las distancias entre casquillos de apoyo (anclaje de las barras)

$$s \text{ (distancia recorrida)} = 0.042 \text{ m}$$

$$t \text{ (tiempo de actuación del mecanismo)} = 5 \text{ s}$$

$$v = 8.4 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$F_m = 7106.05 \text{ N}$$

$$P = M \cdot \omega = F_m \cdot v$$

$$P = 7106.05 \text{ N} \cdot 8.4 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$\text{Potencia} = 59.69 \text{ W}$$

Tornillo sinfín empleado para el movimiento de los casquillos $\rightarrow M6 \times 1$

$$\frac{42 \text{ mm}}{5 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{1 \text{ mm}} = 8.4 \text{ rev/s}$$

$$\text{RPM necesarias: } 8.4 \text{ rev/s} \cdot 60 \text{ s/min} = 504 \text{ rpm}$$

$$\omega = 8.4 \text{ rev/s} \cdot 2\pi = 52.78 \text{ rad/s}$$

$$M \text{ (Par necesario)} = 59.69 \text{ W} / 52.78 \text{ rad/s} = 1.13 \text{ N}\cdot\text{m}$$

En conclusión, se requiere un motor de corriente continua (DC) que trabaje a una tensión de alimentación de 12 V, ya que es la proporcionada por la batería, que aporte una potencia mínima de 60 W, y un par motor (Torque) de 1.2 N·m a 500 rpm.

6.1.3.c. Elección de rodamientos

Aspectos a tener en cuenta:

- Factor de vida a fatiga

Nuestro empleo de los rodamientos se da en un ambiente más favorable que el caso más favorable de los expuestos en la documentación (ver anexo 2) por tanto no tendremos en cuenta la fatiga en los rodamientos empleados. Nuestro sistema se emplea en periodos muy cortos y con unas rpm muy reducidas.

Ver tabla 5. 1 Factor de vida de fatiga (f_h) para distintas aplicaciones de rodamientos en el anexo 2

Nuestro caso: Utilizados con poca frecuencia o durante periodos cortos

- Motores pequeños para electrodomésticos, como aspiradoras y lavadoras.
- Herramientas eléctricas manuales

- Factor de carga

No existen cargas empíricas ya que se trata de un proyecto nuevo. Se tratara todo con valores de cargas teóricas

Condiciones de funcionamiento	Aplicaciones típicas	f_w
Funcionamiento suave libre de impactos	Motores eléctricos, máquinas herramienta, acondicionadores de aire	1.0~1.2
Funcionamiento normal	Ventiladores, compresores, ascensores, grúas, máquinas para fabricación de papel	1.2~1.5
Funcionamiento acompañado de impactos y vibraciones	Maquinaria para la construcción, trituradoras, cribas, Trenes de laminación	1.5~3

Tabla 4

Como nuestro sistema va a funcionar suavemente y libre de impactos y esta accionado por un motor eléctrico se empleara un factor de carga (f_w) igual a 1.

- Cargas equivalentes

$$P \text{ (carga equivalente)} = X \cdot Fr$$

Donde X = Factor de carga radial y Fr = carga radial [N]

La carga radial equivalente para rodamientos de rodillos radiales con $\alpha = 0^\circ$

$$P = Fr$$

- Índice de carga estática (C_o)

El índice de carga estática básica se define como la carga estática que produce la siguiente tensión de contacto calculada en el centro de la zona de contacto entre el elemento rodante sujeto a la máxima tensión y la superficie de la pista de rodadura.

Para los rodamientos de rodillos es 4 000 MPa

- Carga estática equivalente en los rodamientos radiales

$$P_o = Fr$$

- Factor de carga estática permisible

$$f_s = \frac{C_o}{P_o}$$

Condiciones de funcionamiento	Valor mínimo de f_s	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Aplicaciones con bajo nivel de ruido	2.0	3.0
Rodamientos sujetos a vibraciones y cargas de impacto	1.5	2.0
Condiciones de funcionamiento normales	1.0	1.5

Tabla 5

Cálculos para la elección de los rodamientos

- Valores teóricos carga radial (motocicleta en vacío)
 - Varilla inferior
Carga igual en los dos nudos, A y B
 $T = 1981.63 \text{ N}$
 - Varilla superior
Carga por nudo
Nudo B: $T = 1981.63 \text{ N}$
Nudo C: Teniendo en cuenta los apoyos y la fuerza del motor.
 $X: 3830.465 - 152.34 = 3678.125 \text{ N}$
 $Y: 1031.94 \text{ N}$
 $T' = \sqrt{3678.125^2 + 1031.94^2} = 3820.14 \text{ N}$
Nudo D: $T'' = 5369.86 \text{ N}$
- Valores teóricos carga radial (motocicleta a máxima carga)
 - Varilla inferior
Carga igual en los dos nudos, A y B
 $T = 3651.25 \text{ N}$
 - Varilla superior
Carga por nudo
Nudo B: $T = 3651.25 \text{ N}$
Nudo C: Teniendo en cuenta los apoyos y la fuerza del motor.
 $X: 7106.05 - 66.54 = 3678.125 \text{ N}$
 $Y: 1901.4 \text{ N}$
 $T' = \sqrt{7039.51^2 + 1901.4^2} = 7291.78 \text{ N}$
Nudo D: $T'' = 10690.76 \text{ N}$

- Obtención del índice de carga estática (Co)
 - Fr = máxima tensión radial en las varillas
 $Fr = 10690 \text{ N}$
 - $Po = Fr$; ya que se trata de cargas radiales
 - Coeficiente de seguridad para condiciones normales de funcionamiento entre 1 y 1.5

$fs = 1.1$; puesto que el mecanismo se emplea en periodos cortos movido por un motor eléctrico con suavidad.

- $Cor = Po \cdot fs$
 $Cor = 10690 \cdot 1.1$
 $Cor = 11.7 \text{ KN}$

- Análisis del mercado de rodamientos y elección:

Para la elección del rodamiento a emplear se barajo distintas marcas (IKO, SKF, NSK, NTN) así como distintos tipos de rodamientos (bolas, rodillos y agujas) existentes en el mercado. Para el mecanismo se requiere un rodamiento que soporte la carga radial calculada y que al mismo tiempo tenga un maño reducido ya que el principal problema es la falta de espacio para alojar el conjunto y unos rodamientos grandes condicionarían el dimensionamiento del resto de elementos.

- Rodamientos de bolas: Se descartaron desde un principio ya que las cargas que son capaces de soportar son pequeñas y para alcanzar la carga necesaria se requiere un diámetro exterior elevado.

- Rodamientos de rodillos: Tras una búsqueda exhaustiva se encontró una sola marca (NSK) que fabricase esta clase de rodamientos de pequeño tamaño pero las cargas soportadas por estos eran reducidas.

Serie	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Cor (KN)
N2	5	16	5	5.479
N2	6	19	6	5,799
N3	5	19	6	8.092
N3	6	22	7	8.558

Tabla 6

- Rodamientos de agujas: Finalmente se encontraron este tipo de rodamientos que soportan grandes cargas radiales y existen modelos de reducido tamaño. Se barajaron varios modelos de distintas marcas hasta encontrar el adecuado por tamaño y carga.

SKF

Serie	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Cor (KN)
NKI 9/16	9	19	16	12
NKI 10/16	10	22	16	12.5
NKI 10/20	10	22	20	16.6

Tabla 7

IKO

Serie	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Cor (KN)
TAFI 61616	6	16	16	8.21
TAFI 71716	7	17	16	9.19

Tabla 8

NSK

Serie	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Cor (KN)
NA 4900	10	22	13	9.95
LM 1416	10	22	16.2	12.7
LM 1420	10	22	20.2	17.5
LM 1515	10	20	15.2	11.7
LM 1520	10	20	20.2	17.4

Tabla 9

Tras analizar todos los modelos se optó por el rodamiento de agujas de la marca NSK modelo LM 1515 que cumple con los requisitos anteriormente mencionados.

6.1.3.d. Elección de la guía carril

Para el desplazamiento del casquillo roscado a través del tornillo sinfín se optó por utilizar una guía carril ya que así se consigue un movimiento rectilíneo suave y con un menor rozamiento.

Aspectos a tener en cuenta:

- **Carga estática (Co):**

La capacidad de carga estática (Co) es la carga que corresponde a una presión hertziana de 4 200 MPa entre la guía de rodadura y las bolas del carro. Esta presión produce una deformación permanente de aproximadamente 0,0001 del diámetro de la bola.

- **Carga dinámica (C):**

La capacidad de carga dinámica es la carga que es capaz de soportar de forma constante la guía para garantizar una vida útil del sistema de 100 000 m de recorrido con una incertidumbre del 90%.

- Vida útil:

Debido a que el empleo de nuestro mecanismo se da durante periodos breves de tiempo y con un recorrido muy corto (15cm por accionamiento) no se tiene en cuenta la fatiga.

Cálculos para la elección de la guía raíl

- Carga soportada por el casquillo: $R_{CY} = 1901.4 \text{ N}$
- Análisis del mercado de guías lineales y elección:

Para la elección de la guía raíl a emplear se busco en el mercado una que cumpliera con una serie de requisitos: carga estática (C_o) superior a la carga que tendrá que soportar el casquillo y además que sus dimensiones sean reducidas, al igual que para el resto de componentes, ya que se requiere un sistema compacto.

Se encontraron dos posibles sistemas que cumplieran los requisitos, uno de la marca SKF y otro de NSK.

Marca	Modelo	H (mm)	W1 (mm)	L1 (mm)	Co (N)
NSK	LH08AN	11	16	24	2630
SKF	LLMHS 9 TA	10	20	30	3130

Tabla 10

Finalmente se opto por la guía raíl de SKF ya que posee una mayor carga estática por lo que se tendrá un factor de seguridad más elevado y además tiene una mayor anchura ($W1$) que permite dimensionar un casquillo más ancho ya que éste debe aguantar la carga a la que está sometido y al mismo tiempo debe tener una anchura que permita el anclaje del propio casquillo al carro de la guía raíl.

6.1.3.e. Elección de los muelles

Se van a emplear un par de muelles alineantes (uno a cada lado de la base) para conseguir mantener el paralelismo, entre la base del mecanismo y el suelo, durante los recorridos de extensión y plegado asegurando un acoplamiento correcto.

Debido a que los muelles se emplean solamente a modo de guía no se requiere una constante elástica elevada, solamente es necesario que los muelles puedan adaptarse al recorrido del mecanismo desde 10 cm (mecanismo plegado) hasta 25 cm (mecanismo extendido) sin ejercer una fuerza que dificulte el funcionamiento del sistema.

Se barajaron varios modelos de muelles de tracción en función del material y la longitud.

Tipo de muelle	D (mm)	De (mm)	L0 (mm)	Lmáx (mm)	Smax (mm)	Fmáx (N)	F0 (N)	R (N/mm)
Alambre de piano	0,46	6,1	63,5	287,78	224,28	5,25	0,49	0,02
Alambre de piano	0,46	6,1	69,85	321,82	251,97	5,25	0,49	0,02
Alambre de piano	0,66	6,1	101,6	257,56	155,96	14,68	1,33	0,09
Galvanizado	0,6	8	59	292,68	233,68	11,15	1	0,05
Acero inox.	0,6	8	59	280,27	221,27	9,26	1	0,04

Tabla 11

Los muelles a emplear en el mecanismo serán los de acero inoxidable ya que el caballete va a estar expuesto a todo tipo de condiciones climatológicas una vez esté instalado en la motocicleta y por tanto es necesario que soporten ambientes corrosivos.

6.2. DISEÑO DE LAS PIEZAS DEL MECANISMO

El mecanismo que se ha diseñado consta de una serie de elementos fundamentales, descritos detalladamente a continuación, que conforman el producto y que cumplen todos los requisitos marcados y especificaciones marcadas para este caballete.

Los materiales empleados para conformar las distintas piezas, así como sus diversos componentes, que se definen para los análisis y cálculos con elementos finitos de algunas de las piezas, se detallan en el posterior apartado.

6.2.1. Base

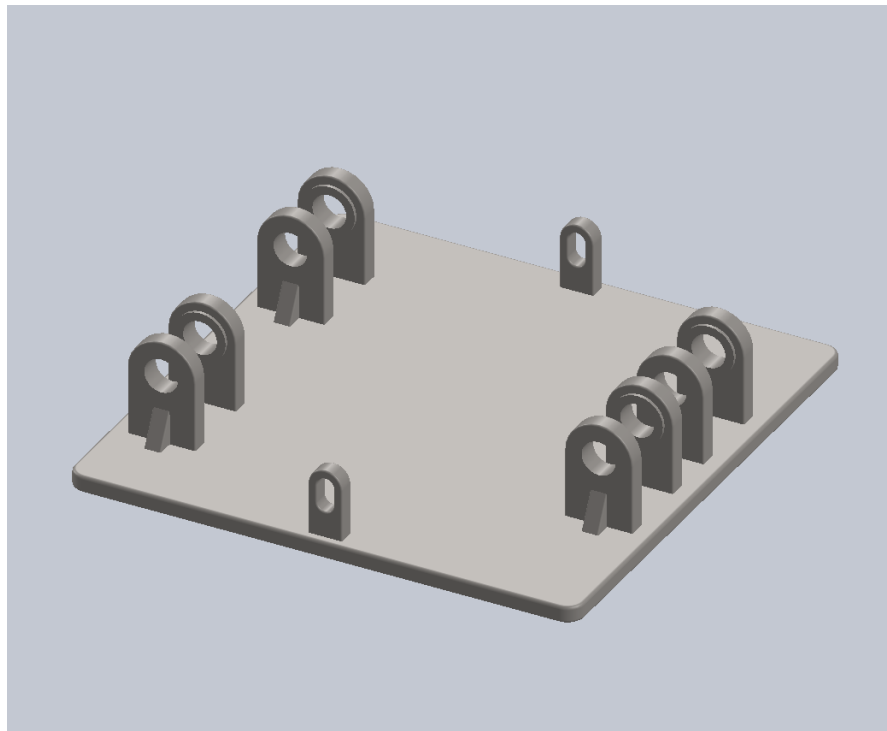


Imagen 47: Base

Se trata de la pieza del mecanismo de 15 x 15 cm que está en contacto directo con el suelo y que por tanto sustenta todo el conjunto. Incorpora una serie de anclajes a cada lado de la pieza (dos pares por lado) a los que van unidos los brazos inferiores mediante unos pasadores. Además también incluye dos salientes donde van anclados los muelles empleados para la alineación del sistema.

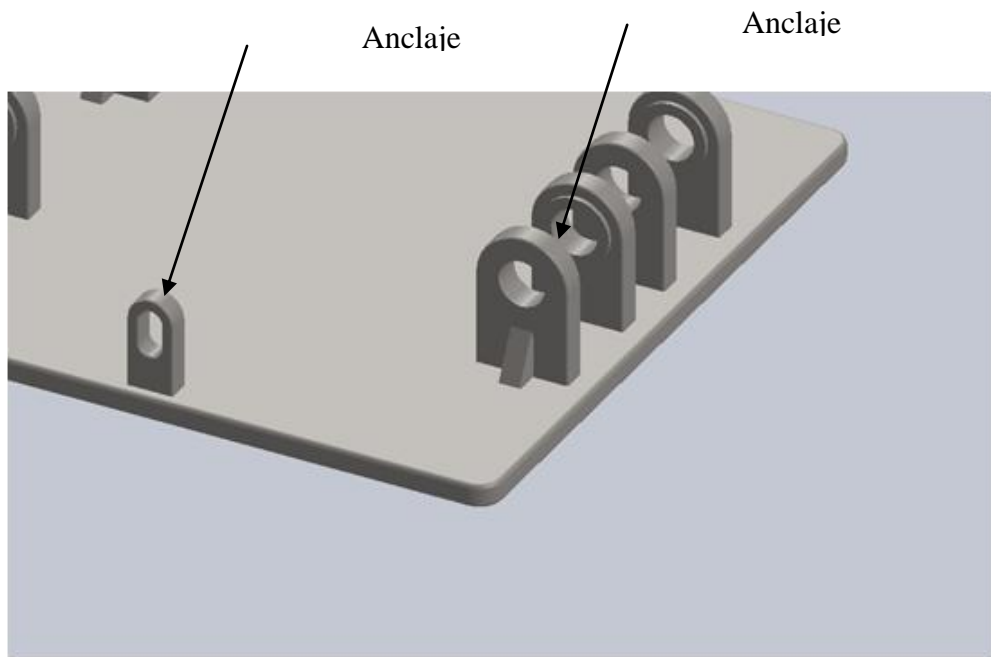


Imagen 48: Situación anclajes

6.2.2. Anclaje

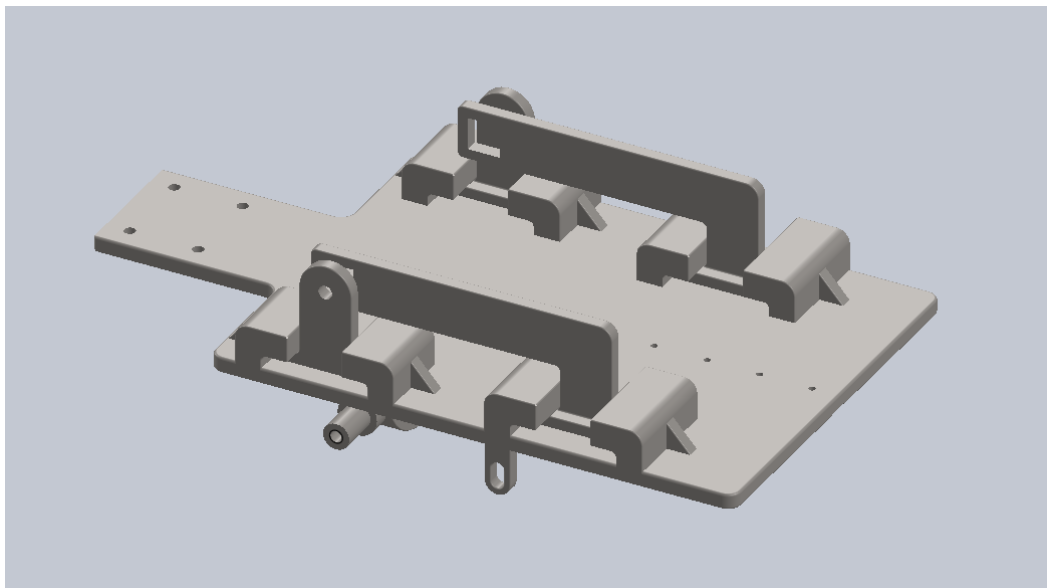


Imagen 49: Conjunto anclaje

El anclaje del caballete es la pieza más importante del diseño ya que es la forma de unir todo el conjunto del mecanismo a la motocicleta y por tanto es en esta pieza donde se encuentra el sistema de adaptación a las distintas motocicletas a las que va dirigido el proyecto.

El anclaje además de unir el mecanismo a la motocicleta sirve de sustento para todo el conjunto de piezas del caballete. Sujeta la guía raíl a la que va unido el casquillo móvil gracias al cual se produce el recorrido de extensión y plegado del caballete, sujeta también el motor y los brazos superiores.

La parte fundamental de esta pieza, como se ha mencionado anteriormente, es el mecanismo que permite adaptar el caballete a los distintos modelos de motocicletas de nuestro mercado ya que este es el requisito sobre el que se ha fundamentado este proyecto.

El sistema que permite la adaptabilidad del caballete se fundamenta en dos piezas:

- Anclaje para el pasador



Imagen 50: Pieza de anclaje mediante pasador

Se trata de una pieza con movimiento a lo ancho del anclaje que permite adaptar el caballete a la anchura del anclaje del caballete que incorporan de serie las motocicletas. La pieza se desplaza por unas guías que incorpora la pieza base del anclaje.

Esta pieza ancla el mecanismo a la motocicleta mediante un pasador restringiendo los movimientos en el plano pero permite la rotación de todo el conjunto del anclaje por lo que es necesaria otra pieza que restrinja el giro del caballete.

- Anclaje anti rotación

Se ha diseñado un conjunto formado por dos piezas:

Por un lado se monta en el anclaje del caballete de la motocicleta un casquillo que tiene un eje roscado de métrica diez (M10), ya que es el diámetro del agujero del anclaje que incorporan las motocicletas de serie, y una terminación con perfil cuadrado que será el elemento que impida la rotación del conjunto. Este casquillo es hueco para permitir el alojamiento del pasador que sujeta la anterior pieza de anclaje a la moto.

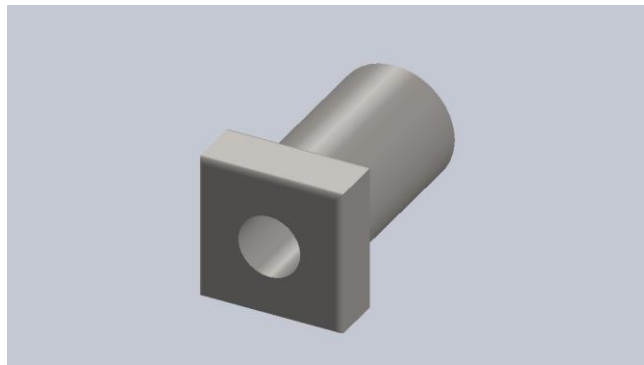


Imagen 51: Casquillo



Imagen 52: Montaje del casquillo en la motocicleta

Por otro lado se incorpora una pieza con forma de L que al igual que el anclaje para el pasador se desplaza a lo ancho de la base del anclaje por unas guías para permitir la adaptabilidad a los distintos modelos de motocicletas de nuestro mercado. Esta pieza tiene un vaciado con perfil cuadrado que encaja en el casquillo que se ha descrito anteriormente impidiendo la rotación de todo el conjunto y por tanto fijando el caballete a la motocicleta por completo.

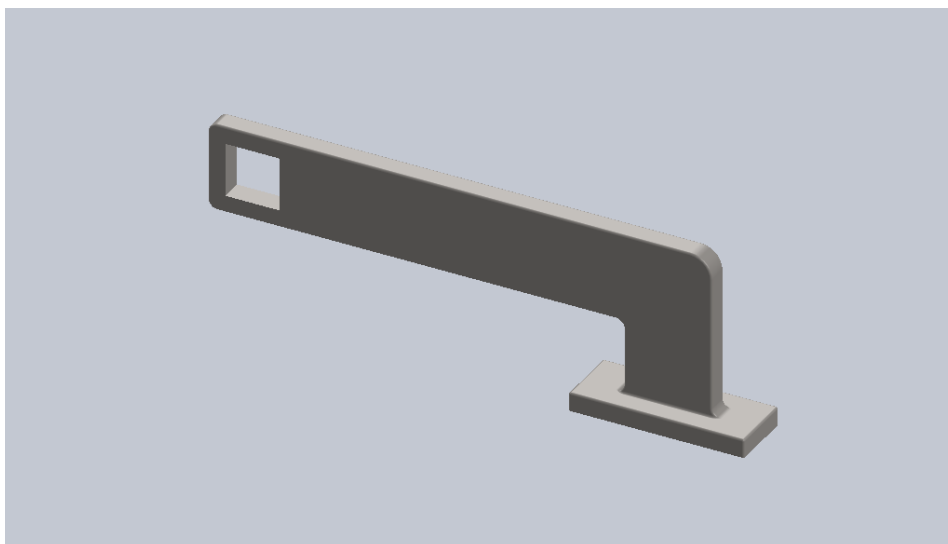


Imagen 53: Pieza de anclaje anti rotación

Con este conjunto de piezas descritas se consigue fijar el caballete a la motocicleta y que además este sea adaptable a los diversos modelos del mercado de motocicletas a las que va dirigido el producto.

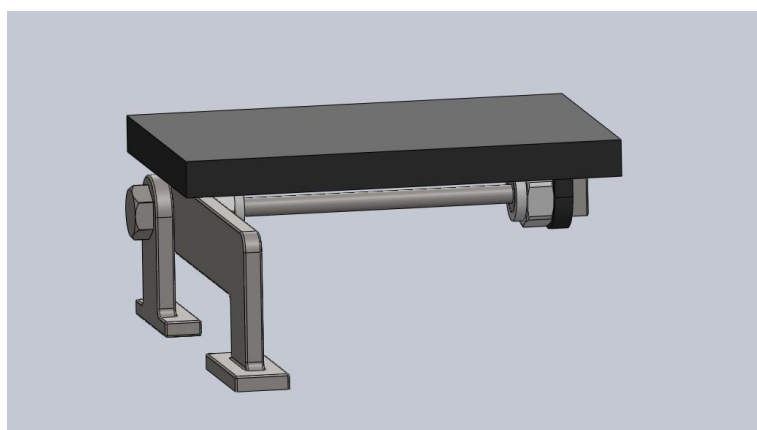


Imagen 54: Montaje sistema de adaptación

La base del anclaje además de unir el mecanismo a la motocicleta, también sirve de sustento del resto de piezas del mecanismo. Así pues a esta pieza se une el motor eléctrico mediante su pieza de apoyo, la guía raíl atornillada y un juego de dos brazos superiores.

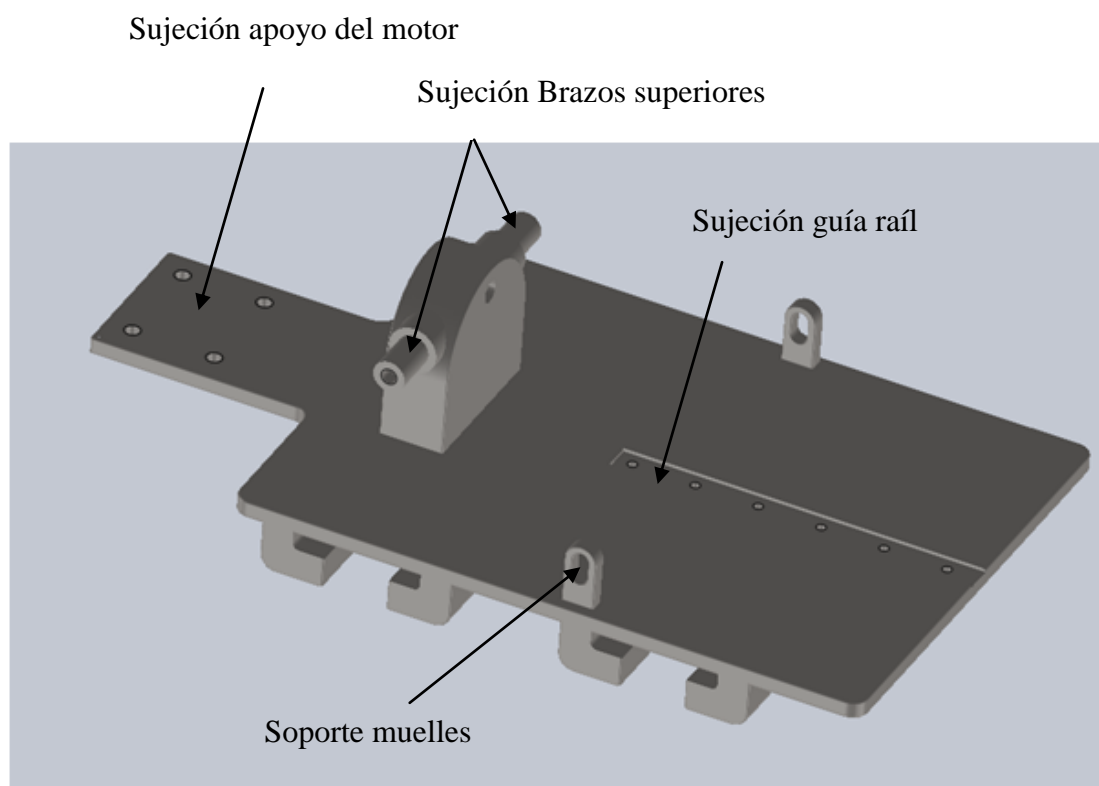


Imagen 55: Situación sujeciones

6.2.3. Brazos inferiores

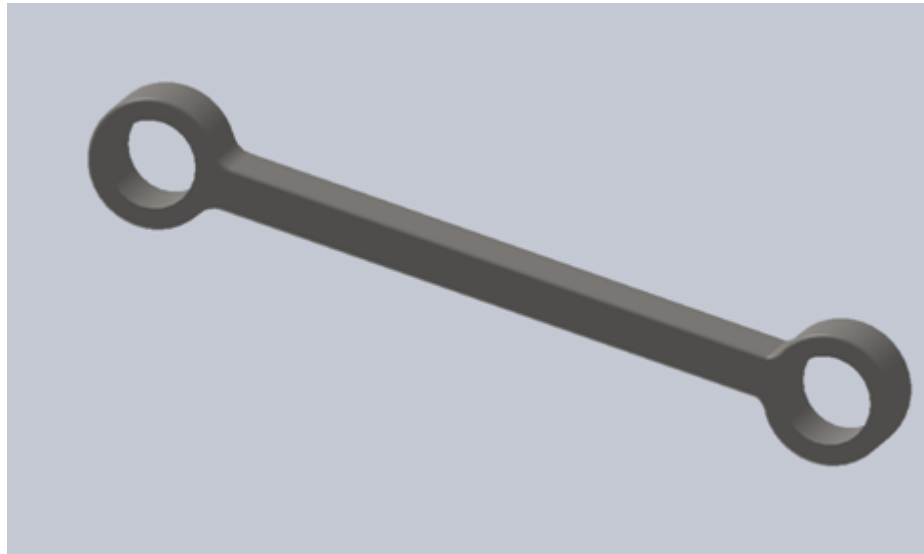


Imagen 56: Brazo inferior

El mecanismo consta de cuatro brazos inferiores, dos a cada lado de la pieza base a la que se encuentran unidos. Estos brazos se montan cruzados dos a dos para empezar a formar el mecanismo de tijera sobre el que se basa nuestro sistema. Sobre estos brazos se montan los superiores. A cada lado del brazo se encuentran los alojamientos de los rodamientos que irán montados para facilitar la rotación de los brazos.

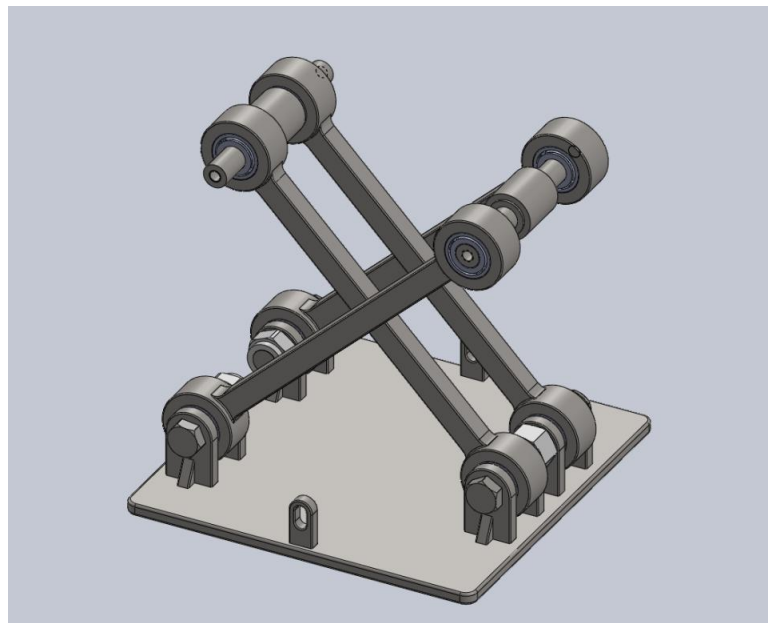


Imagen 57: Montaje brazos inferiores

Como son unas piezas fundamentales en el mecanismo ya que junto con los brazos superiores son los que sustentan todo el mecanismo y soportan los esfuerzos del sistema, se han realizado análisis mediante elementos finitos (SolidWorks) de cada brazo.

- Características del estudio:
 - Anclaje mediante apoyo con rodamientos.
 - Fuerzas empleadas según los cálculos estáticos en valor, dirección y sentido.
- Resultados y análisis
 - Tensión máxima

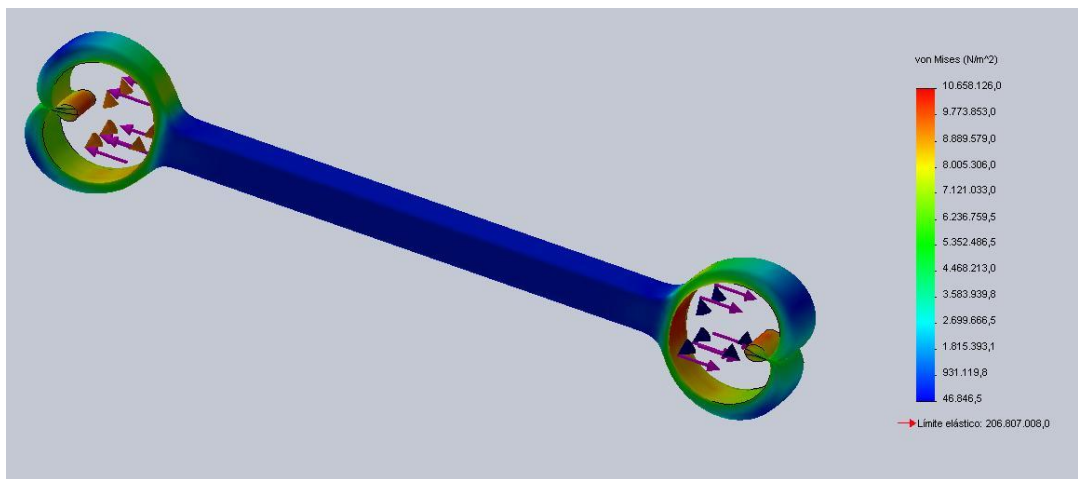


Imagen 58: Análisis tensión máxima

T_m obtenida = 10.66 MPa

Límite elástico para el acero AISI 304 = 206.807 MPa

Factor de seguridad obtenido = 19.4

Conclusión: No se supera el límite elástico por lo que el brazo aguanta la tensión a la que está sometido.

➤ Desplazamiento

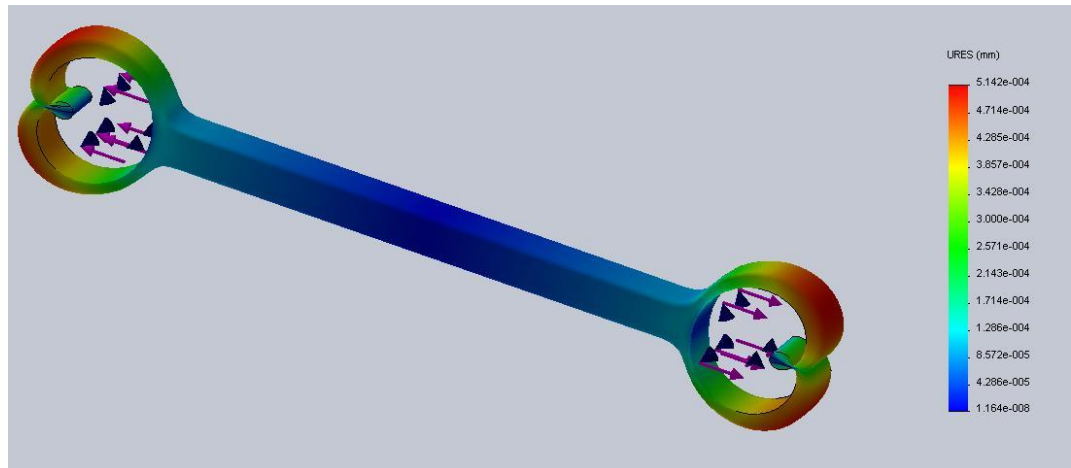


Imagen 59: Análisis desplazamientos

El máximo desplazamientos vemos que se obtiene en la zona externa del alojamiento de los rodamientos y es de 0.514 micras por lo que podemos concluir que el desplazamiento no es significativo y la hipótesis de sólido rígido empleada para los cálculos estáticos es válida.

➤ Deformación unitaria

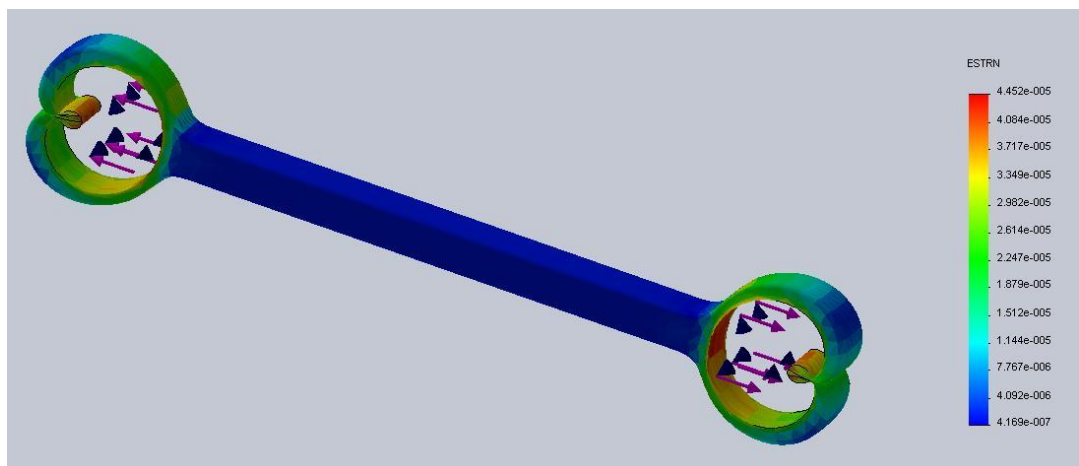


Imagen 60: Análisis deformación unitaria

La deformación máxima unitaria que se da en la pieza es de 4.45×10^{-5} , es decir se deforma un 0.00445%, como puede observarse un valor muy pequeño por lo que no hay problemas de elongación y posterior rotura.

6.2.4. Brazos superiores

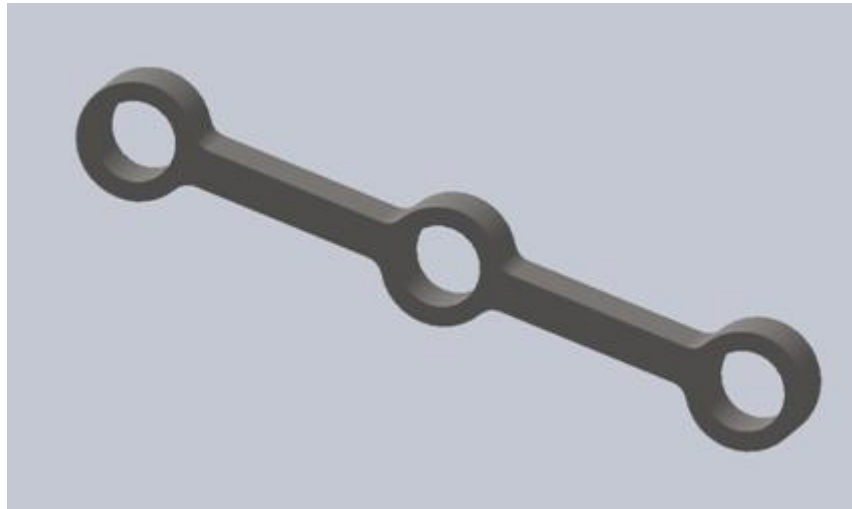


Imagen 61: Brazo superior

En el mecanismo se incorporan cuatro brazos superiores, entrecruzados dos a dos igual que sucede con los inferiores, que unen la pieza de anclaje con los brazos inferiores como se ha citado anteriormente. Estos brazos superiores constan de tres alojamientos para rodamientos, dos en los extremos para unirlos al anclaje y a los brazos inferiores respectivamente y un tercero que sirve de restricción para unir los brazos entre sí.

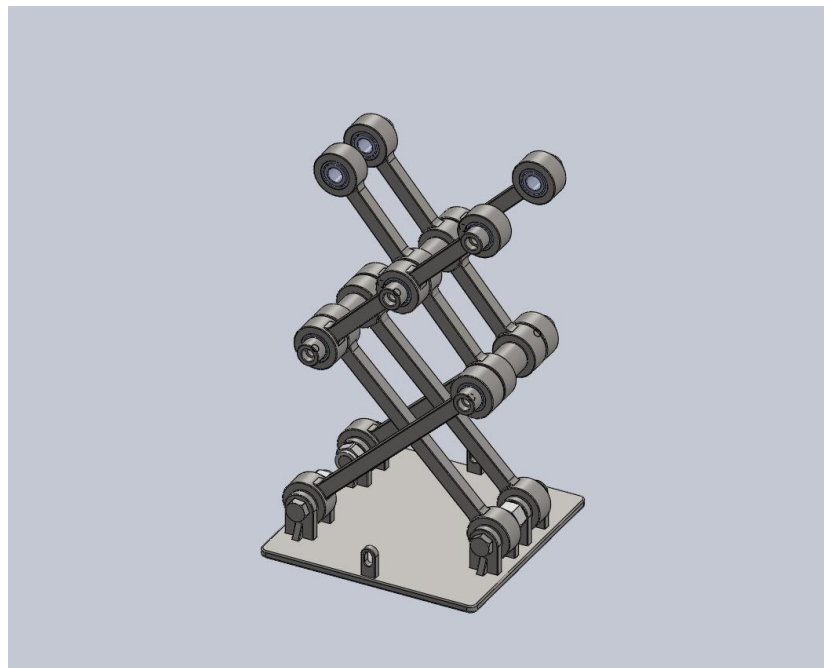


Imagen 62: Montaje brazos superiores

Como son unas piezas fundamentales en el mecanismo, al igual que sucedía con los brazos inferiores, se han realizado análisis mediante elementos finitos (SolidWorks) de cada brazo.

- Características del estudio:
 - Anclaje mediante apoyo con rodamientos.
 - Fuerzas empleadas según los cálculos estáticos en valor, dirección y sentido.
- Resultados y análisis
 - Tensión máxima

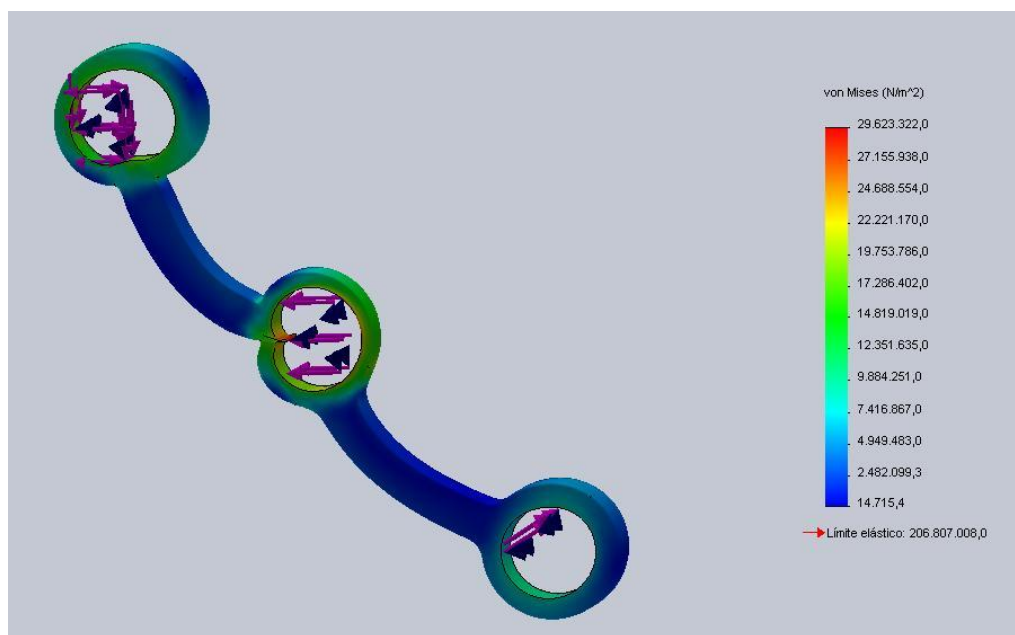


Imagen 63: Análisis tensión máxima

T_m obtenida = 29.62 MPa

Límite elástico para el acero AISI 304 = 206.807 MPa

Factor de seguridad obtenido = 6.98

Conclusión: No se supera el límite elástico por lo que el brazo aguanta la tensión a la que está sometido.

➤ Desplazamiento

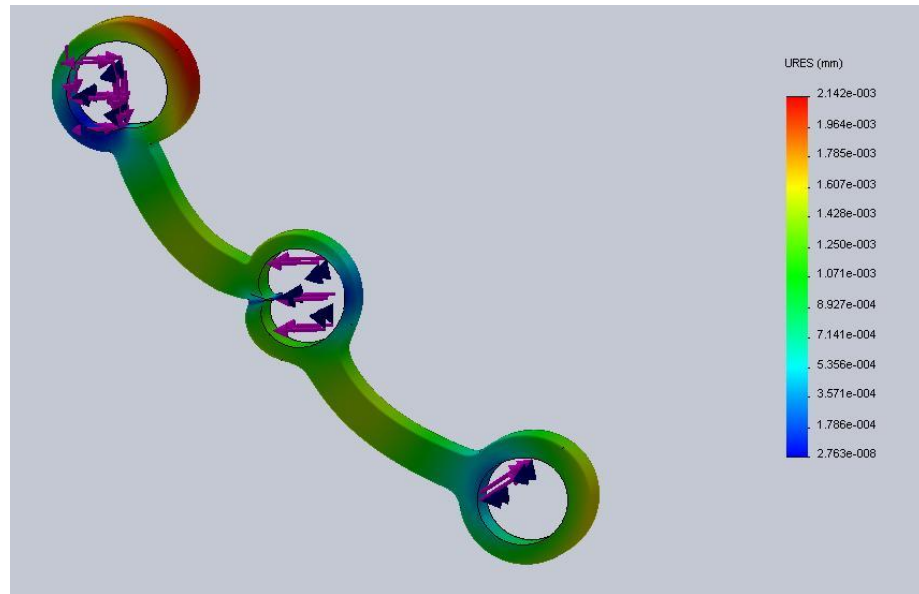


Imagen 64: Análisis desplazamientos

El máximo desplazamientos vemos que se obtiene en la zona externa del alojamiento de los rodamientos y es de 2.14 micras por lo que podemos concluir que el desplazamiento no es significativo y la hipótesis de solido rígido empleada para los cálculos estáticos es válida.

➤ Deformación unitaria

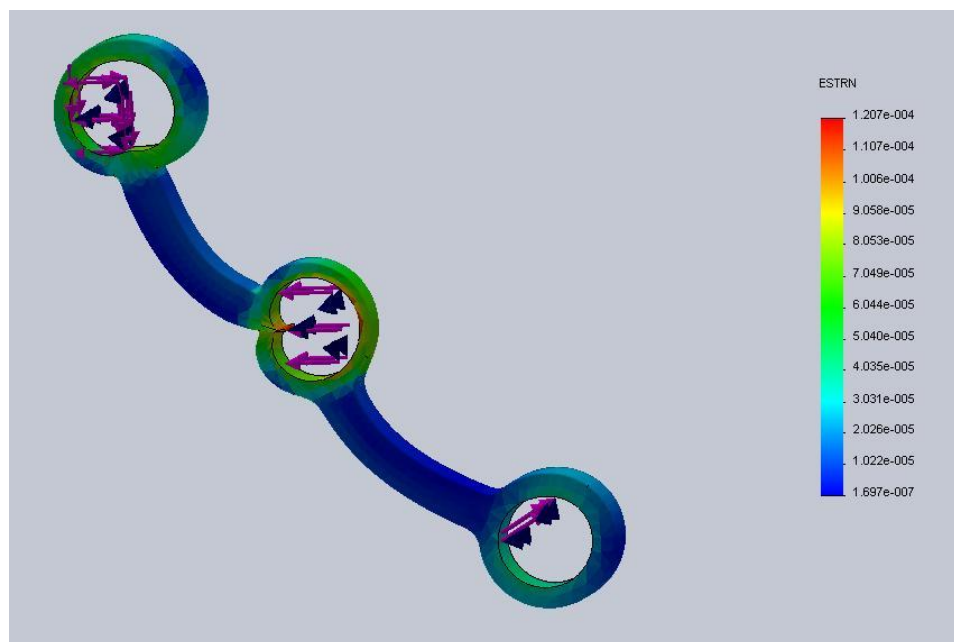


Imagen 65: Análisis deformación unitaria

La deformación máxima unitaria que se da en la pieza es de 1.21×10^{-4} , es decir se deforma un 0.0121%, como puede observarse un valor muy pequeño por lo que no hay problemas de elongación y posterior rotura.

6.2.5. Casquillo móvil

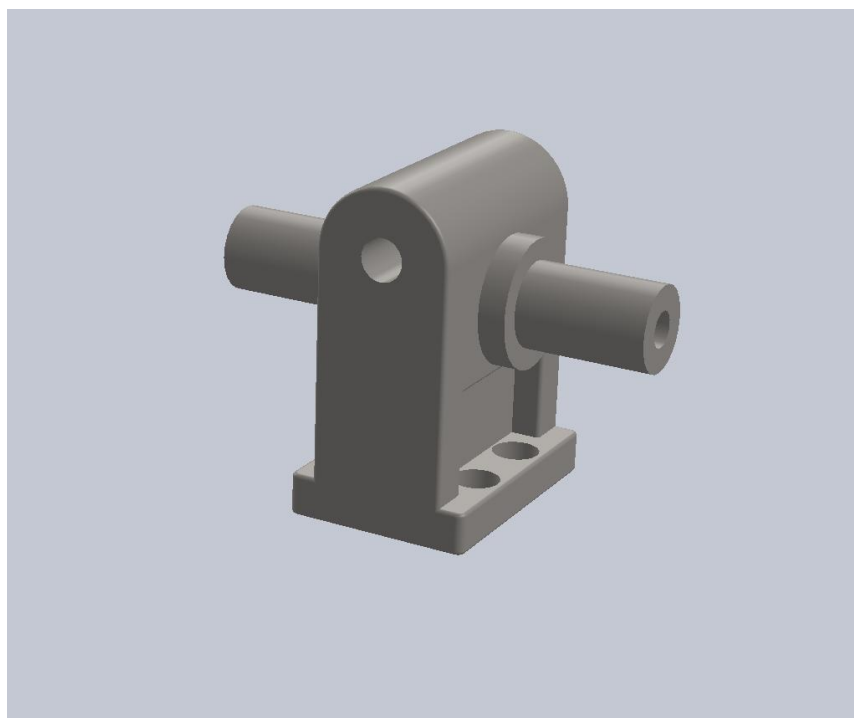


Imagen 66: Casquillo móvil roscado

El casquillo móvil es uno de los elementos fundamentales dentro del mecanismo e indispensable para que este funcione. Este casquillo roscado transforma el movimiento rotacional del motor en movimiento lineal gracias al tornillo sinfín que incorpora. Además, junto con el entramado de brazos, hace que el movimiento lineal horizontal que desarrolla se transforme en movimientos lineal vertical de plegado y extensión de la base del caballete.

Este casquillo móvil incorpora como se ha comentado un tornillo sinfín que se encuentra unido al eje del motor que es el que le proporciona el movimiento. El casquillo está anclado al carro de un sistema de guía carril que hace que el movimiento rectilíneo se desarrolle con suavidad. A su vez este conjunto de guía carril está montado sobre la pieza de anclaje.

A este casquillo roscado se anclan dos de los brazos superiores que actúan como seguidores y hacen que se pueda mover todo el mecanismo gracias a todo el entramado de brazos que se incorporan.

6.2.6. Pasador

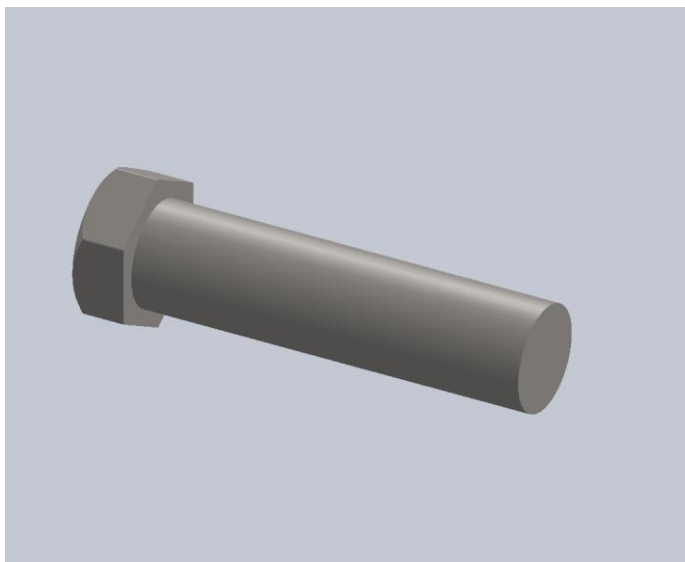


Imagen 67: Pasador

Para el montaje de los brazos inferiores a la base del mecanismo, se emplean 4 tornillos pasadores de métrica diez (M10). Dos de ellos tienen una longitud total de 38 cm y una longitud de rosca de 10 cm, mientras que en los otros dos tiene que reducirse la longitud de la rosca a 5 cm ya que van unidos mediante un tensor.

6.2.7. Eje y casquillos de apriete

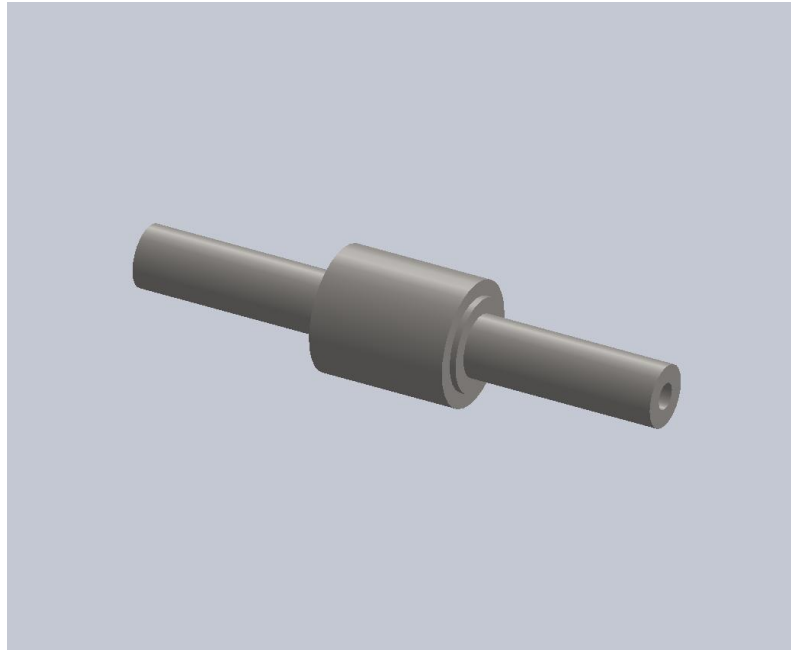


Imagen 68: Eje de unión de brazos

Se ha diseñado un eje especial para montar los brazos en lugar de usar tornillos pasantes ya que este eje une cuatro brazos, dos a dos, sirviendo al mismo tiempo para evitar el pandeo de los dos subconjuntos de brazos del mecanismo.

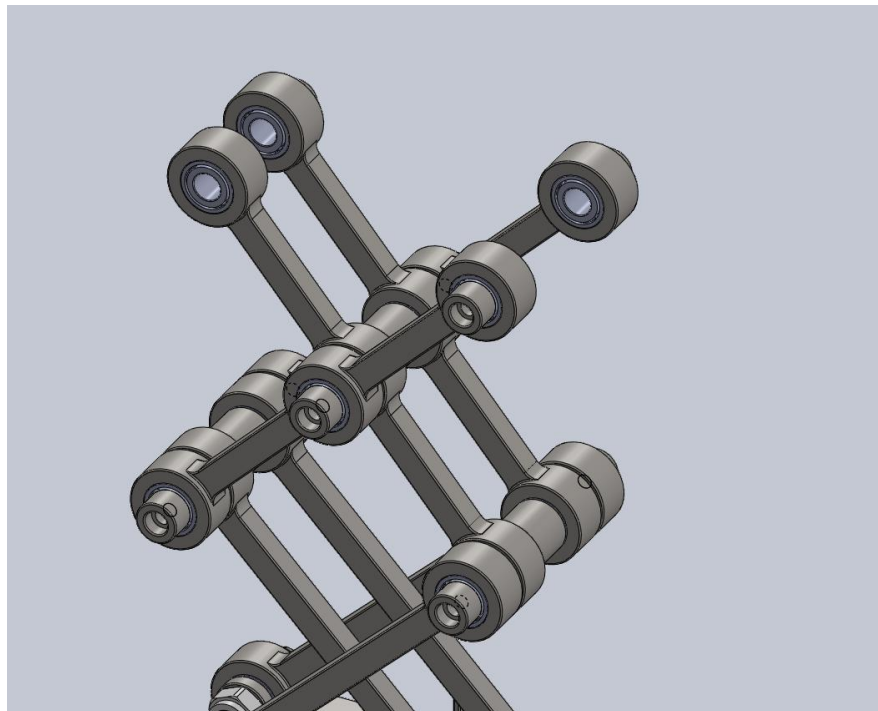


Imagen 69: Montaje de los subconjuntos de brazos

Para cerrar el eje y hacer de tope para los rodamientos se emplean unos casquillos de apriete con unos tornillos de M5 que roscan sobre el propio eje.

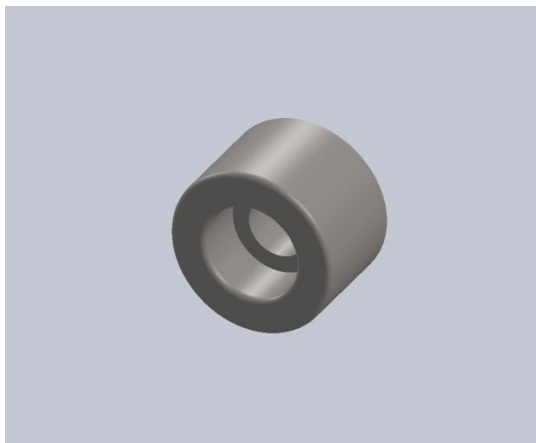


Imagen 70: Casquillo de apriete

Este sistema facilita el montaje además de ofrecer una gran estabilidad al mecanismo evitando el pandeo como se ha mencionado anteriormente.

6.2.8. Rodamientos

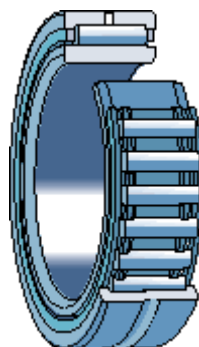


Imagen 71: Análisis tensión máxima

Para disminuir el rozamiento y facilitar la rotación de los brazos sobre los ejes se emplean rodamientos situados en los extremos de cada brazo y en el centro de cuatro de los brazos.

Como se ha mencionado anteriormente (véase apartado 6.1.3.C) se ha optado por montar en el mecanismo, rodamientos de agujas con celda interior de la marca NSK modelo LM1515 ya que son estos los que cumplen con las especificaciones requeridas entre las que destaca la carga máxima soportada (C_o) y el tamaño reducido.

Las principales características de este rodamiento son:

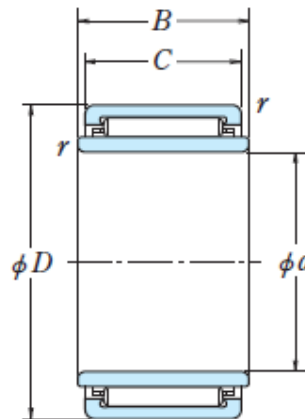


Imagen 72: Esquema medidas del rodamiento

Serie	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Cor (kN)	Cr (kN)
LM 1515	10	20	15.2	11.7	8.1

Tabla 12

Se montan un total de 20 rodamientos en todo el sistema, diez en cada subconjunto de barras del mecanismo de tijera:

- 4 anclajes simples por subconjunto → 8 rodamientos

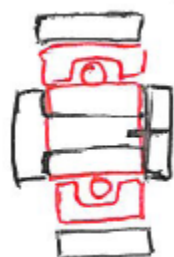


Imagen 73: Boceto montaje del rodamiento

- 3 uniones dobles (dos barras por eje) → 12 rodamientos

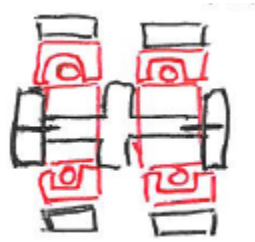


Imagen 74: Boceto montaje de los rodamientos

Como conclusión cabe mencionar que gracias a estos rodamientos de agujas se consigue una elevada carga estática, necesaria para soportar las fuerzas existentes en nuestro mecanismo con un tamaño reducido ya que se quiere que el sistema sea compacto y con esto conseguimos reducir el tamaño de los brazos, así como de los anclajes de estos a la base, facilitando que el caballete sea compacto.

6.2.9. Guía carril

Con el fin de garantizar un movimiento rectilíneo del casquillo roscado suave y sin apenas fricción se ha incorporado al sistema una guía carril. Este conjunto formado por una guía y un carro que funciona a modo de rodamiento lineal facilita el movimiento del casquillo que se desplaza por el tornillo sin fin evitando rozamientos en gran medida, facilitando por tanto el trabajo del motor eléctrico.

Tras indagar en el mercado se ha seleccionado una guía carril de la marca SKF (véase 6.1.3.D) que cumple con todos los requisitos de tamaño y cargas soportadas.



Imagen 75: Conjunto guía raíl

La guía carril que se monta en el mecanismo es el modelo LLMHS 9 TA cuyas características fundamentales son (para información complementaria ver anexo 3):

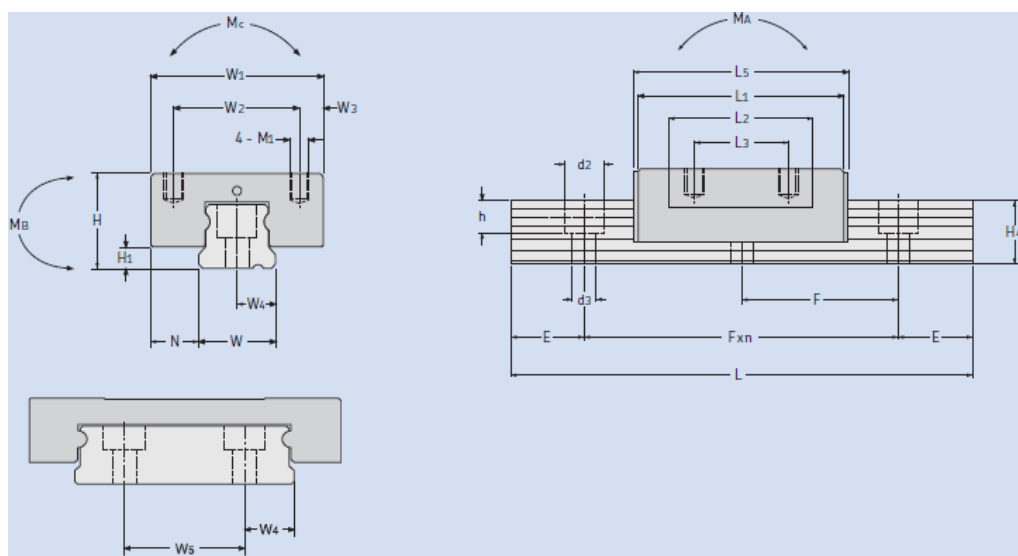


Imagen 76: Esquema medidas guía raíl

H (mm)	W1 (mm)	L1 (mm)	W2 (mm)	L3 (mm)	M1 (mm)	Co (mm)
10	20	30	15	10	M3 x 3	3130

Tabla 13

Se ha seleccionado esta guía carril ya que cumple con los requisitos necesarios entre los que destaca su reducido tamaño ya que se busca que el sistema sea compacto. Pese a que tiene unas dimensiones pequeñas, éstas son las adecuadas para garantizar el montaje del casquillo móvil así como la resistencia de éste frente a las cargas aplicadas sobre dicho casquillo.

6.2.10. Motor eléctrico

El motor eléctrico es un elemento fundamental para el funcionamiento del mecanismo ya que es el encargado de aportar la energía mecánica al sistema. Como se ha explicado anteriormente, el motor es el encargado de mover un tornillo sinfín que transforma el movimiento rotacional en movimiento lineal para realizar la acción de extensión y plegado del caballete.

Para poder cumplir con todas las especificaciones requeridas para el correcto funcionamiento del mecanismo (véase 6.1.3.B) se ha tenido que hacer una búsqueda exhaustiva dentro del mercado de motores eléctricos pequeños con torque elevado.

Finalmente se ha seleccionado un motor de la marca Robokits India que cumple ampliamente con todas las características.



Imagen 77: Motor eléctrico

Tensión de trabajo = 12 V

Intensidad a máxima carga = 7.5 A

P = 90 W

Velocidad base = 18000 rpm

Velocidad de salida= 600 rpm

Torque = 1.8 N·m

Diámetro de la caña = 6 mm

Longitud sin la caña = 67 mm

Peso = 180 g

Precio = 12.20 €

Con las especificaciones obtenidas con este motor se puede calcular el tiempo total de plegado y desplegado del caballete.

$$L_{\text{total}} = 15 \text{ cm}$$

$$\text{Velocidad} = 600 \text{ rpm}$$

$$\text{Paso tornillo sinfín M6} = 1 \text{ mm/ rev}$$

$$\text{Velocidad lineal (mm/s)} = \frac{600 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ mm}}{1 \text{ rev}} = 10 \text{ mm/s}$$

$$t \text{ (s)} = 150 \text{ mm} / 10 \text{ mm/s} = 15 \text{ s}$$

En conclusión, con el motor empleado el mecanismo funciona correctamente, ya que cumple con las especificaciones requeridas, y además se consigue un tiempo de desplegado total de 15 s con lo que se garantiza un reducido tiempo de funcionamiento por ciclo siendo esto beneficioso para la batería y, cómo no, para el usuario ya que no debe esperar mucho tiempo a que el mecanismo se despliegue o recoja por completo.

6.2.11. Acoplamiento de ejes

Un aspecto importante y fundamental en el mecanismo es la forma de unir el eje del motor con el tornillo sinfín que va a proporcionar el movimiento lineal. Para lograr esta unión se ha empleado un acoplamiento comercial de la marca Phytron modelo wk 9-41.



Imagen 78: Sistema de unión de ejes

Se ha seleccionado este modelo debido a que pese a su reducido tamaño permite alojar ejes de diámetro seis milímetros, ya que los ejes tanto del motor como la varilla roscada del tornillo sinfín son de dicho tamaño.

Las principales ventajas de este modelo son su reducido tamaño que permite mantener la idea de un mecanismo compacto y que absorbe las vibraciones y la posible descompensación de los ejes mediante unas gomas que incorpora en la unión de los dos casquillos.

6.2.12. Tornillería y muelles alineantes

Para la unión de las distintas piezas del mecanismo se emplea una tornillería comercial aunque estrictamente seleccionada ya que se requiere que los tornillos queden ocultos en las piezas y sean inoxidable. Además se ha buscado que la mayoría de tornillos sean de tipo allen puesto que el montaje de estos es más sencillo y rápido.

Una mención especial para algunos de los tipos de tornillos empleados

- Tornillos de titanio allen M5 DIN 912: Para los ejes y el anclaje del motor.
- Tornillos de titanio allen M3 DIN 912: Para la unión del motor a su anclaje, la guía carril, el casquillo roscado, ...
- Varilla roscada M6: Varilla empleada para el tornillo sinfín.



Imagen 79: Varilla para el tornillo sinfín

- Tuerca M10 con freno: Para los pasadores.
- Tuerca tensor M10: Se necesita un tensor de 11.6 cm para la unión de dos de los pasadores.

Otro elemento comercial pero de vital importancia para el mecanismo son los muelles empleados para la alineación de la base en los movimientos de extensión y plegado. Se emplean dos muelles de acero inoxidable serie C:

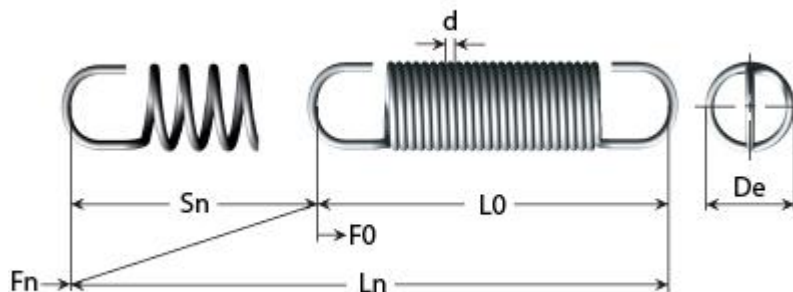


Imagen 80: Esquema muelle

d (mm)	De (mm)	L0 (mm)	Lmáx (mm)	Smax (mm)	Fmáx (N)	F0 (N)	R (N/mm)
0,6	8	59	280,27	221,27	9,26	1	0,04

Tabla 14

El muelle se monta pretensado ya que la longitud mínima con el mecanismo plegado es de 10 cm. Además tiene una longitud máxima una vez desplegado el mecanismo de 25 cm que es inferior a la Lmax soportada por lo que el muelle tiene un margen de seguridad.

Por último cabe destacar que se ha buscado un muelle con una constante elástica (R) muy pequeña por lo que se desprecia la fuerza ejercida, ya que solo se emplea como alineación.

6.3. ELECCIÓN DE MATERIALES

El caballete consta de piezas comerciales como el motor, rodamientos, etc. así como de una serie de piezas que forman el mecanismo que han diseñadas específicamente en este proyecto. Se ha pensado que estas piezas de diseño propio modeladas en SolidWorks sean todas de un mismo material para facilitar su fabricación y abaratar costes.

Se busca un material que cumpla una serie de requisitos a nivel de características mecánicas, físicas, sea fácil de trabajar mediante fundición, mecanizado y soldadura y por supuesto que el precio no dispare el coste del producto. Con esto es necesario que el material que se va a emplear cumpla las siguientes características:

- Elevadas propiedades mecánicas: Resistencia a la tensión elevada, Alto límite elástico, dureza elevada.
- Gran resistencia a la corrosión ya que va a estar expuesto a condiciones atmosféricas puesto que está en contacto con el medio ambiente.
- Buena confortabilidad y buen mecanizado
- Buena soldabilidad

Para cumplir con estas características y con una buena relación calidad precio sea ha pensado emplear acero inoxidable para conformar todas las piezas diseñadas.

PROPIEDADES GENERALES DE LOS ACEROS INOXIDABLES					
Tipo	Resistencia a la corrosión	Dureza	Magnéticos	Endurecibles por tratamiento térmico (Temple)	Soldabilidad
Martensíticos	Baja	Alta	SI	SI	Pobre
Ferríticos	Buena	Media baja	SI	NO	Limitada
Austeníticos	Excelente	Alta*	NO**	NO	Excelente

Tabla 15

De entre los aceros se ha seleccionado la gama de aceros austeníticos debido a que sus propiedades coinciden en buena medida con las requeridas para el material a emplear.

Dentro de los aceros austeníticos se barajo emplear el AISI 301 pero finalmente se opto por el AISI 304 debido a su mayor resistencia a la corrosión que el anterior.

Acero AISI 304

El acero AISI 304 tiene propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones. Se recomienda para construcciones ligeras soldadas que requieran buena resistencia a la corrosión. Tiene buen desempeño en temperaturas elevadas (800 a 900° C) y buenas propiedades mecánicas. Es recomendable cuando se requiera soldar altos espesores de material.

DESCRIPCIÓN

Tiene excelentes características de embutido y formado, las cuáles permiten una buena profundidad de embutido sin necesidad de un tratamiento térmico intermedio. Posee un nivel más bajo de carbono que el tipo 302 ó 301 que permite minimizar la cantidad de precipitación del carburo de cromo y la tendencia de corrosión intergranular en un rango de temperatura de 426 a 900 °C. Ya que este gradiente de temperatura ocurre en el área adyacente a la zona afectada térmicamente por la soldadura, el tipo 304 es recomendado para la construcción de soldaduras bajo algunas condiciones corrosivas cuando no es posible un recocido después de la soldadura. Además permite soldar calibres gruesos.

El acero AISI 304 no posee el punto de cedencia en el alargamiento y por eso no está sujeto al efecto formador de bandas de Lüders como ocurre en los aceros ferríticos. Como consecuencia, esta aleación puede ser usada en condiciones de recocido sin proceso de Skin Pass correspondientes al acabado mate que otorga propiedades óptimas de embutido.

Ventajas del acero AISI 304:

- Alta resistencia a la corrosión
- Excelente formabilidad
- Facilidad de fabricación
- Facilidad de limpieza
- Buena soldabilidad
- Amplio rango de propiedades mecánicas en condiciones de recocido y trabajado en frío.
- Buena apariencia
- Alta resistencia con bajo peso
- Buena resistencia a temperaturas criogénicas

COMPOSICIÓN QUÍMICA

	AISI 304 UNS S30400 ASTM A240	Típico 304 ThyssenKrupp Mexinox.
Carbono	0,08 max.	0,044
Manganeso	2,0 max.	1,30
Fósforo	0,045 max.	0,028
Sulfuro	0,030 max.	0,001
Silicón	0,75 max.	0,36
Cromo	18,0 – 20,0	18,12
Níquel	8,0 - 10,5	8,03
Molibdeno	---	0,19
Nitrógeno	0,10 max.	0,053
Cobre	---	0,28
Hierro	Balance	Balance

Tabla 16: Porcentaje en peso

PROPIEDADES MECÁNICAS

	AISI 304	304 TKM.
Resistencia Máxima a la Tensión (MPa)	515 min	655
Límite Elástico o Esfuerzo de Cedencia al 0.2 % (MPa)	205 min	317
Alargamiento % a 50.8 mm	40 min	57,0
Dureza, Rockwell	B92 max	B84

Tabla 17

PROPIEDADES FÍSICAS

Unidades de las propiedades	Valor
Densidad g/cm ³	8,0
Modulo elástico GPa	193
Resistencia eléctrica n □ m	720
Calor específico J/kg*°K	500
Conductividad térmica a 100 °C W/m·K	17,2
Rango de fusión °C	1400-1450

Tabla 18: Datos en condiciones de recocido

RESISTENCIA A LA CORROSIÓN

El acero AISI 304 tiene una excelente resistencia a la corrosión en muchos ambientes. Ésta aleación sirve para un amplio rango de ambientes moderadamente oxidantes y moderadamente reductores. Soporta oxidación ordinaria en la arquitectura y otra clase de piezas. Resiste químicos orgánicos y una amplia variedad de químicos inorgánicos. Este tipo de acero también es resistente al ácido nítrico.

SOLDABILIDAD

El acero inoxidable de tipo AISI 304 puede ser soldado por técnicas convencionales de soldadura por fusión y resistencia (GTAW, TIG, GMAW, MIG, SAW).

Como ocurre en otros aceros inoxidables austeníticos, donde el contenido de carbón es mayor a 0,03%, la aleación 304 es susceptible a la corrosión intergranular en la zona afectada térmicamente por la soldadura, cuando la aleación es enfriada lentamente o recalentada dentro de un rango de temperatura de 425 a 815 °C

FORMABILIDAD

El AISI 304 tiene buenas propiedades de embutido. El embutido es el procedimiento más común para la deformación de laminas metálicas. La combinación de su bajo límite elástico (esfuerzo de cedencia) y un alto alargamiento son factores importantes en la optimización de operaciones de embutido.

Este tipo de acero tiene buenas propiedades también para ser conformado mediante fundición. Además sus propiedades físicas permiten que sea trabajado fácilmente mediante mecanizado.

ACABADOS

El acero inoxidable 304 puede ser presentado con los siguientes acabados:

- **2B:** Acabado laminado en frío por rodillos brillantes de Skin Pass. Éste es un acabo de uso general con un valor típico de Ra de 4 micropulgadas en calibres delgados.
- **BA:** Este acabado es producido por un recocido brillante en una atmósfera inerte después del laminado en frío. Es más liso y brillante que el 2B. El brillo mínimo es de 40° gloss a 20° de inclinación, los valores típicos de Ra son de 2 micropulgadas para calibres delgados
- **Pulido #3 y # 4:** Los acabados de pulidos son producidos por bandas abrasivas de carburo de silicio u óxido de aluminio, resultando un rango de cepillado de 25 a 50 y 8 a 20 micropulgadas respectivamente.

- **Rolled-On #3 y #4:** Este acabado superficial es producido por el embozado o grabado del material usando rodillos de Skin Pass especialmente preparados. Los valores típicos de Ra para #3 y #4 son 30 a 60 y 8 a 30 micropulgadas. Su aspecto final asemeja al de una superficie cepillada o pulida.

PRECIO

El acero inoxidable tiene un valor en el mercado variado que depende de cómo se compre dicho acero (tochos, laminas, ...) del tratamiento que tenga (laminado en frio o caliente) y de la zona donde se compre.

Se ha realizado un análisis del mercado y se han obtenido cuatro precios diferentes en función de lo anteriormente descrito.

- Tocho de acero: Según el precio que marca la London Metal Exchange 140 US\$ que es equivalente a 110 € por tonelada.
- Tocho de acero: Según el precio que marca Indexmundi 500.17 € por tonelada
- Acero laminado en caliente: Según el precio que marca Indexmundi 625.21 € por tonelada
- Acero laminado en frio: Según el precio que marca Indexmundi 703.36 € por tonelada

Para nuestro producto se requiere que el acero sea laminado en frio ya que este tratamiento le aporta una mayor dureza.

El precio del acero AISI 304 que se emplea en el mecanismo es de 703.36 € por tonelada.

Laminas de caucho

Además del acero, en el caballete se emplea otro material, el caucho laminado, para amortiguar el contacto de la base con el suelo y evitar fricciones.



Imagen 81: Plancha de caucho

Se ha optado por emplear laminas de espuma de caucho ya que es un material que cumple comúnmente empleado para amortiguar golpes y evitar el deslizamiento. Además se trata de un material barato y fácil de encontrar y montar.

DATOS TÉCNICOS

- Color estándar: Negro
- Densidad: 75 Kg/m²

CARACTERÍSTICAS

Esta espuma de caucho se aplica en forma de burletes autoadhesivos en toda aplicación que requiera de estanqueidad, resistencia a la compresión intermitente o resistencia al envejecimiento.

Es adecuado tanto para la fabricación de piezas o planchas de caucho absorbentes a la vibración o a las necesidades de antideslizamiento, como para la fabricación de juntas de caucho con o sin adhesivo (tuberías, faros, arandelas, tacos etc.). La espuma de caucho tiene la cualidad de auto extingüibilidad (MVSS302), por lo que es aplicable en el sector del automóvil, entre otros, como juntas de caucho estancas.

6.4. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El caballete eléctrico diseñado, como su propio nombre indica, incorpora un sencillo sistema eléctrico para su funcionamiento. Este sistema incorpora un interruptor, varios final de carrera, relés, la batería (se emplea la batería que incorpora de serie cada moto) y el elemento fundamental, el motor.

A la hora de diseñar el sistema eléctrico no se va a entrar en detalle en los elementos necesarios como pueden ser el interruptor, los relés y los finales de carrera, ya que sólo se va a explicar el funcionamiento del mecanismo y se va a diseñar el esquema eléctrico necesario para que esto ocurra. Los dos elementos más importantes del sistema eléctrico como son la batería y el motor sí que se han analizado ya que de ellos depende el funcionamiento de todo el sistema.

- **Batería:** Como se ha mencionado en el análisis de mercado y por tanto se ha marcado como requisito, las baterías de moto tienen una tensión de trabajo de 12 V por lo que el sistema deberá funcionar a ese voltaje. Además la capacidad de las baterías se encuentra en un rango de entre 11 y 19 Ah.
- **Motor eléctrico:** El motor seleccionado tiene las siguientes características: tensión de trabajo, como no, de 12 V y una intensidad a máxima carga de 7.5 A por lo que la máxima potencia que puede desarrollar es 90W.

Para conocer si es posible el correcto funcionamiento del sistema eléctrico deben calcularse los consumos máximos que se dan en el sistema y comprobar si pueden ser soportados por la batería que incorpora la motocicleta de serie.

En el caso más desfavorable la batería posee una capacidad de 11 Ah y el motor funcionando a máxima carga consume 7.5 A. Anteriormente se calculó que el mecanismo tarda en realizar un ciclo de plegado o desplegado 15s con el motor a máxima carga. Por tanto:

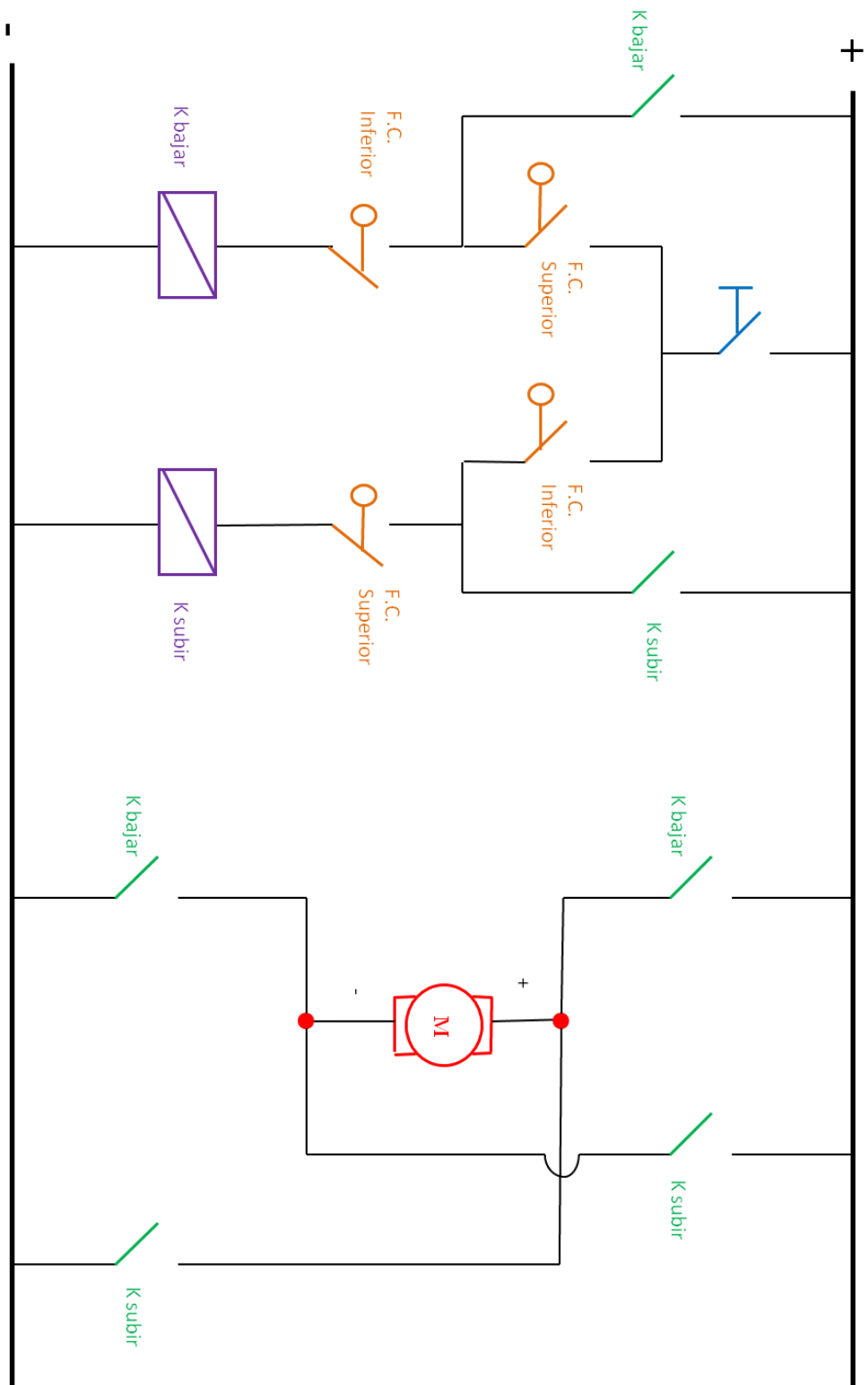
$$7.5 \text{ A} \cdot 15 \text{ s} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0.03125 \text{ Ah de consume}$$

Con 11 Ah de capacidad el consumo en cada ciclo es de un 0.284 % del total

El consumo de cada ciclo es muy pequeño por lo que no hay problema a la hora de emplear el caballete, incluso con la moto parada sin arrancar.

A continuación se explica el funcionamiento del mecanismo y se incorpora un sencillo esquema eléctrico de este funcionamiento:

El caballete se activa pulsando un interruptor situado en el manillar de la motocicleta, se puede tratar de un elemento de reducido tamaño para que no haya problemas de montaje en la empuñadura de los distintos modelos de moto. Una vez activado el mecanismo se despliega hasta llegar al final del recorrido. Una vez alcanzado el final de carrera se corta la corriente y el mecanismo se detiene. Para realizar el movimiento de plegado del caballete se pulsa el interruptor y el mecanismo se recoge suavemente hasta alcanzar de nuevo el final del recorrido.



7. ANÁLISIS DE PRODUCTO Y REDISEÑO

Una vez que se tiene el producto acabado se debe analizar si se han cumplido todas las especificaciones y en qué grado se han podido cumplir. Además cabe la posibilidad de rediseñar algunas piezas o cambiar algunos elementos del sistema para mejorar el diseño final del caballete.

- Se ha conseguido un mecanismo compacto que se puede montar en el rango de espacio disponible para ello en la parte inferior de las diversas motocicletas analizadas en nuestro mercado.
- Se ha obtenido un mecanismo adaptable en gran medida a los diversos modelos analizados dentro de nuestro mercado de la motocicleta pesada.
- El caballete está formado por un mecanismo que funciona correctamente y que soporta todas las fuerzas a las que está sometido debido a la geometría y reparto de pesos del caso más desfavorable dentro de las diversas motocicletas de nuestro mercado
- Se ha querido diseñar un producto sencillo, adaptable y accesible para un amplio mercado de usuarios del mercado de motocicletas pesadas ya que actualmente los sistemas similares que existen en el mercado son exclusivos y con un precio muy elevado. Para conseguir esto se han simplificado algunas piezas y se ha minimizado el número de subconjuntos del mecanismo.

Con todo esto puede decirse que se ha cumplido en gran medida las especificaciones y requisitos marcados para el producto.

Pese a que se ha cumplido con las especificaciones se ha observado que existen algunos puntos de mejora del mecanismo que le pueden aportar grandes beneficios al producto final.

7.1. ESTRECHAMIENTO EN LA PARTE CENTRAL DE LOS BRAZOS DEL MECANISMO

Se ha rediseñado todo el conjunto de brazos del mecanismo estrechándolos en la zona entre alojamientos del rodamiento para conseguir unas piezas más estilizadas con la consiguiente disminución en la cantidad de material a emplear por pieza.

- Brazo inferior

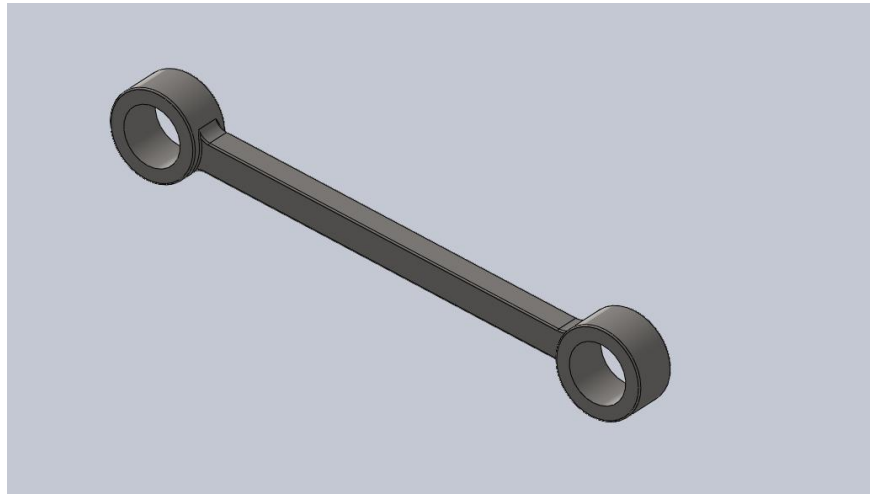


Imagen 82: Brazo inferior rediseñado

- Pieza original: 249.98 g y 31.25 cm³
- Pieza rediseñada: 188.31 g y 23.53 cm³

Una vez se ha rediseñado la pieza se ha realizado un análisis mediante elementos finitos en las mismas condiciones para saber si el nuevo diseño sigue cumpliendo con los requerimientos marcados.

➤ Tensión máxima

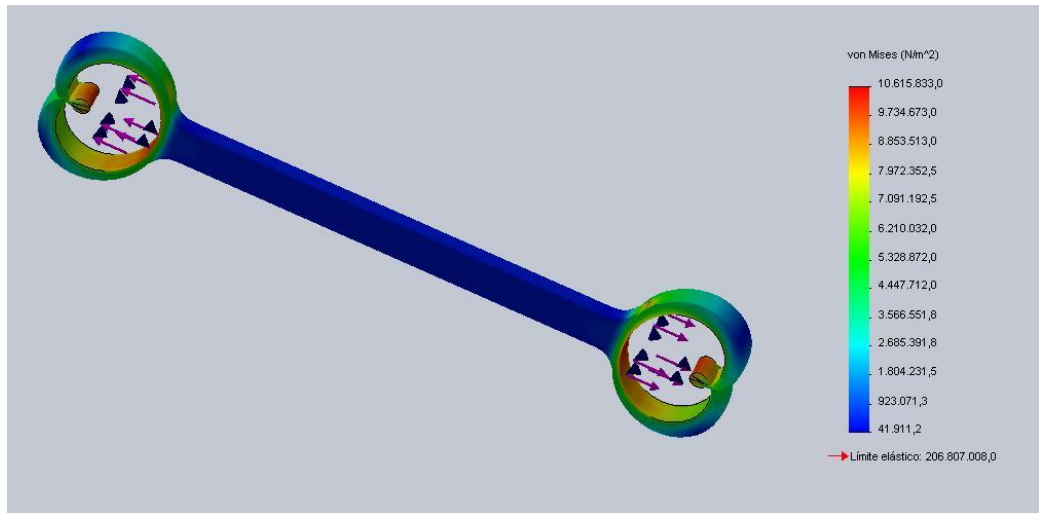


Imagen 83: Análisis tensión máxima

T_m obtenida = 10.61 MPa

Limite elástico para el acero AISI 304 = 206.807 MPa

Factor de seguridad obtenido = 19.5

Conclusión: No se supera el límite elástico por lo que el brazo aguanta la tensión a la que está sometido.

➤ Desplazamiento

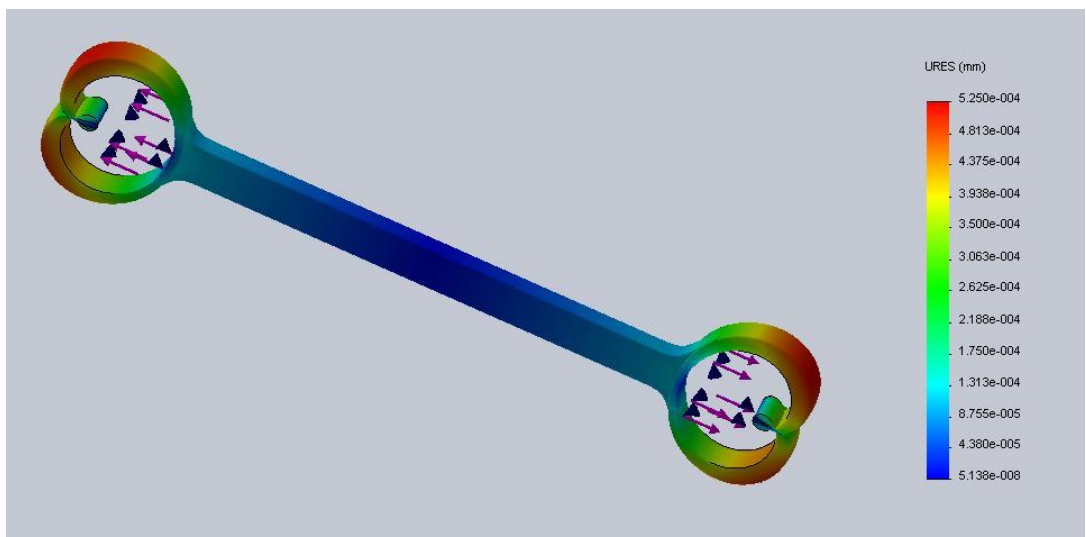


Imagen 84: Análisis desplazamientos

El máximo desplazamientos vemos que se obtiene en la zona externa del alojamiento de los rodamientos y es de 0.53 micras por lo que podemos concluir que el desplazamiento no es significativo y podemos mantener la hipótesis de solido rígido empleada para los cálculos estáticos.

➤ Deformación unitaria

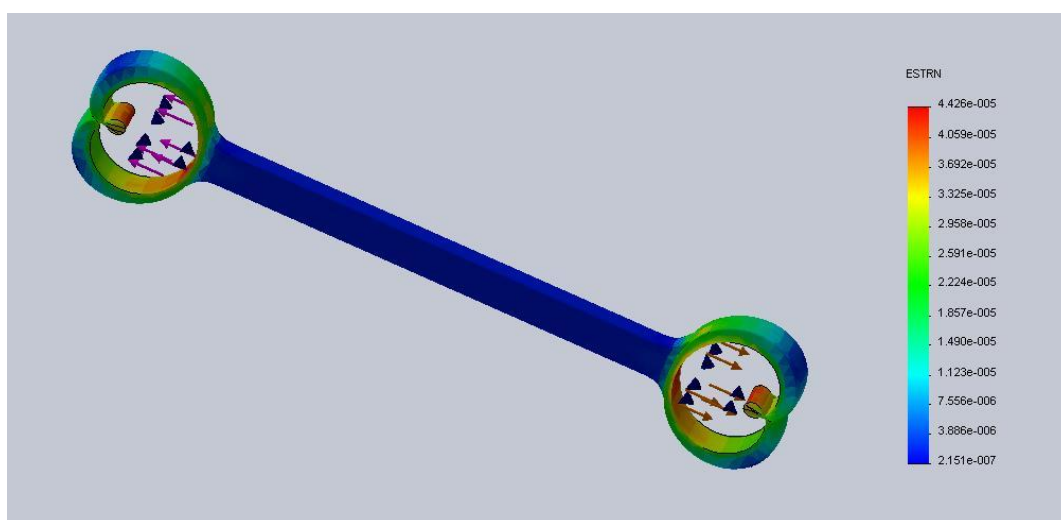


Imagen 85: Análisis deformación unitaria

La deformación máxima unitaria que se da en la pieza es de 4.42×10^{-5} , es decir se deforma un 0.00442%, como puede observarse un valor muy pequeño por lo que no hay problemas de elongación y posterior rotura.

Tras el análisis se puede observar que la nueva pieza rediseñada tiene unos valores de tensión máxima, desplazamientos y deformación similares a los de la pieza original por lo que se puede concluir que cumple ampliamente con los parámetros de resistencia requeridos cuando está sometida a la acción de las fuerzas calculadas para el sistema.

- Brazo superior

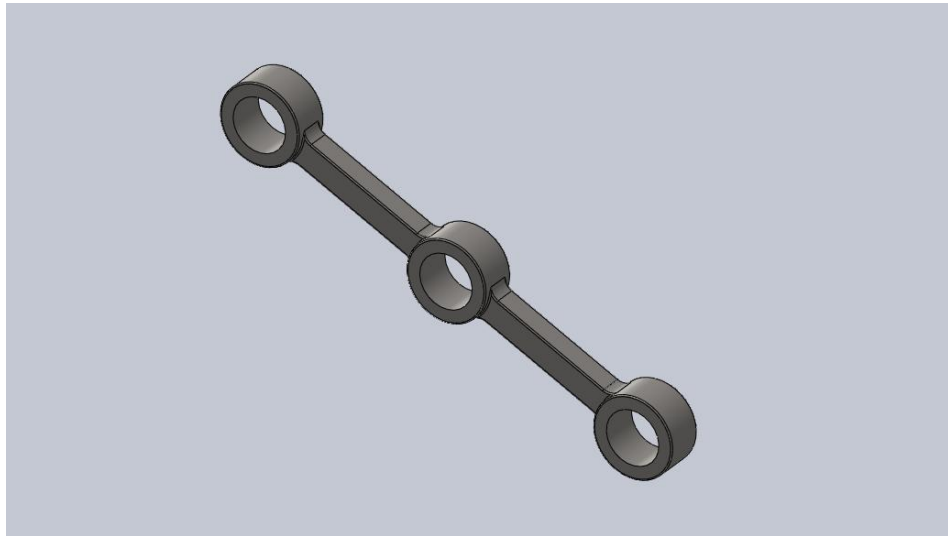


Imagen 86: Brazo superior rediseñado

- Pieza original: 263.88 g y 32.98 cm³
- Pieza rediseñada: 214.72 g y 26.83 cm³

Al igual que para el brazo anterior, una vez rediseñada la pieza se ha realizado un análisis mediante elementos finitos en las mismas condiciones para conocer si este nuevo diseño cumple con los requisitos marcados.

- Tensión máxima

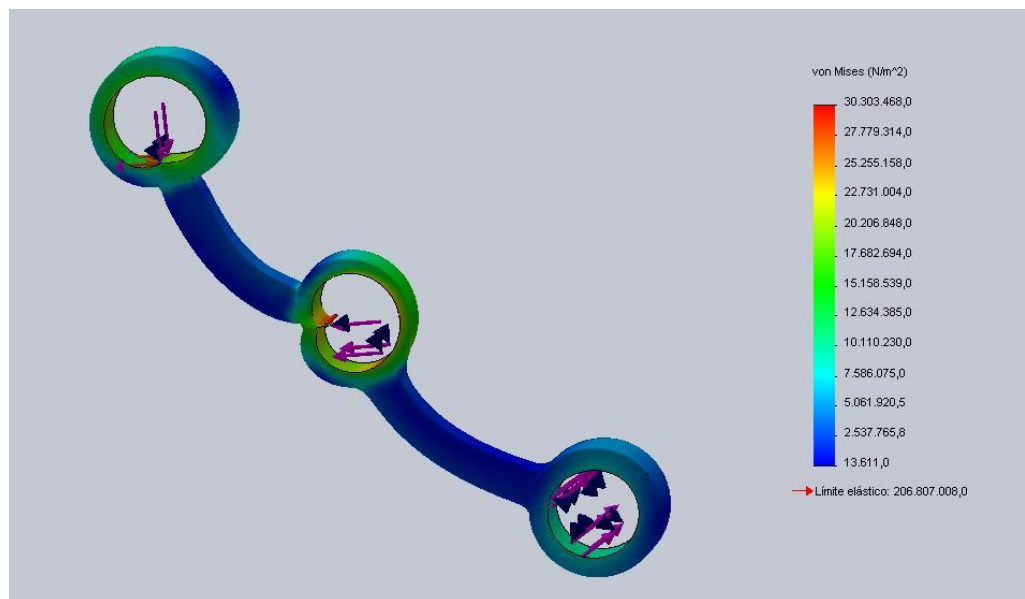


Imagen 87: Análisis tensión máxima

T_m obtenida = 30.30 MPa

Límite elástico para el acero AISI 304 = 206.807 MPa

Factor de seguridad obtenido = 6.82

Conclusión: No se supera el límite elástico por lo que el brazo aguanta la tensión a la que está sometido.

➤ Desplazamiento

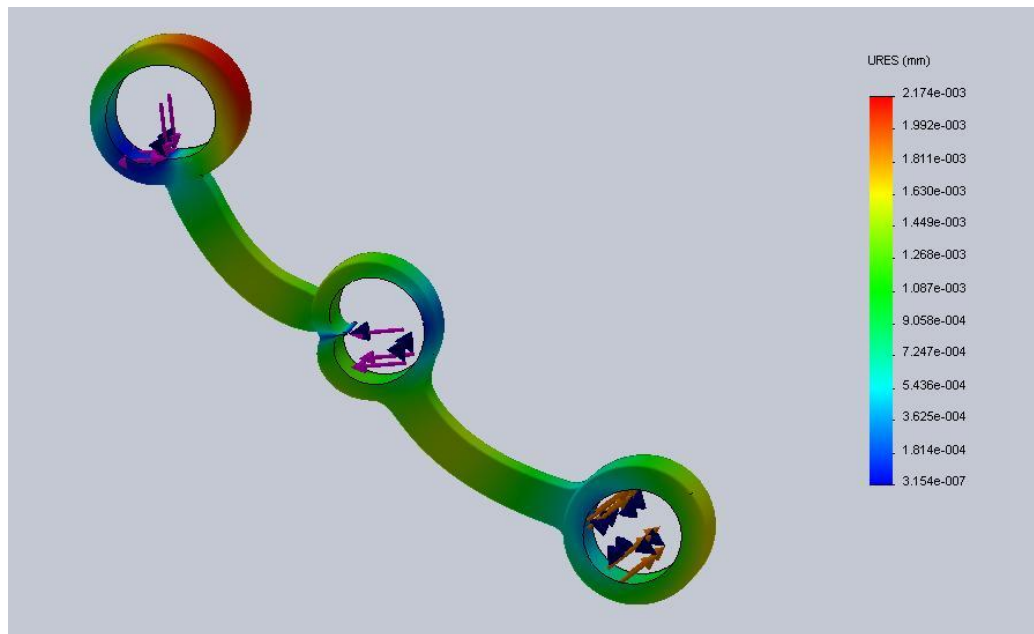


Imagen 88: Análisis desplazamientos

El máximo desplazamientos vemos que se obtiene en la zona externa del alojamiento de los rodamientos y es de 2.17 micras por lo que podemos concluir que el desplazamiento no es significativo y la hipótesis de sólido rígido empleada para los cálculos estáticos continúa siendo válida.

➤ Deformación unitaria

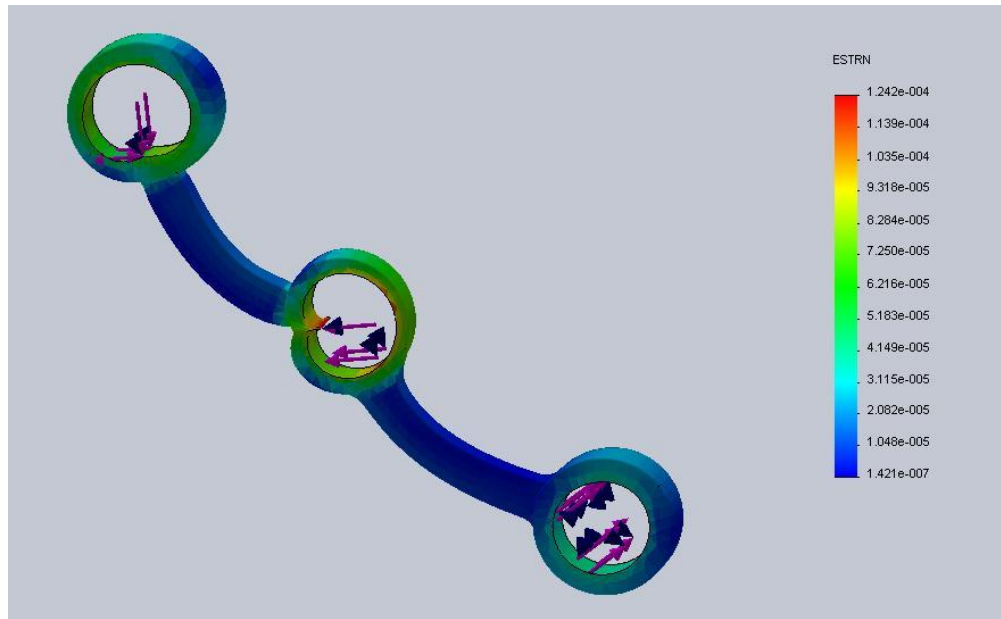


Imagen 89: Análisis deformación unitaria

La deformación máxima unitaria que se da en la pieza es de 1.24×10^{-4} , es decir se deforma un 0.0124%, como puede observarse un valor muy pequeño por lo que no hay problemas de elongación y posterior rotura.

Tras el análisis se puede comprobar que la nueva pieza rediseñada tiene unos valores de tensión máxima, desplazamientos y deformación similares a los de la pieza original por lo que se puede concluir que cumple ampliamente con los parámetros de resistencia requeridos.

7.2. MECANISMO FABRICADO EN ALUMINIO

En un principio se pensó en fabricar todas las piezas diseñadas en acero inoxidable AISI 304 como se ha explicado anteriormente ya que se busca una buena relación calidad precio. Se optó por tanto en esa primera toma de decisiones por emplear dicho material ya que se busca que el caballete sea accesible a un amplio rango de usuarios dentro del mercado de motocicletas. Ahora bien tras un posterior análisis de las distintas piezas del mecanismo así como de su conjunto, se ha llegado a la conclusión que un buen aspecto de mejora para el producto es fabricar todas las piezas en aluminio debido a que se trata de un material noble con un muy buen prestigio en el mercado y que por tanto otorga mayor confianza al usuario que el acero. Esto hace que el producto se perciba como uno de mejor calidad y por tanto se puede abrir el mercado a un mayor número de clientes. Además la baja densidad que tienen este material, mucho menor que la del acero inoxidable, hace que se consiga un mecanismo mucho más ligero y con unas prestaciones mecánicas muy similares a las que se obtienen con el anterior material o incluso mejores.

El hecho de emplear el aluminio para la fabricación de las piezas hace, como hemos comentado, que se consiga un producto mucho más ligero, unido esto a la compactabilidad obtenida gracias al diseño de las distintas piezas, da como resultado un producto que cumple exactamente con las expectativas que se querían desde un principio. Un caballete ligero y compacto hace que el peso de este apenas interfiera en el reparto de pesos de la motocicleta de serie, además como el mecanismo va ubicado en la parte inferior de la moto el hecho de que sea ligero facilita la maniobrabilidad de la motocicleta a la hora de tomar las curvas. Por último esta compactabilidad y ligereza del producto facilita su montaje en la motocicleta.

Teniendo en cuenta los requisitos que debe cumplir el material a emplear para la fabricación de las distintas piezas diseñadas (véase apartado 6.3.) se ha buscado en el mercado la aleación de aluminio más apropiada y que pueda cumplir dichos requerimientos.

Grupo (Equiv. A.A.)	Principal metal aleado	Principales características	Aplicaciones más comunes en productos extruidos (Perfiles) y laminados (Chapas) para Arquitectura
1000	Aluminio 99,00% o más	<ul style="list-style-type: none"> -Alta resistencia a la corrosión. -Alta conductividad eléctrica y térmica. -Bajas propiedades mecánicas. -Excelente aptitud para el Anodizado y Lacado (99,8%). -Excelente ductilidad y maleabilidad. 	<ul style="list-style-type: none"> -Tubos para antenas de TV. -Chapas lisas para zócalos, paneles y remates de fachadas. -Recubrimiento de mantas asfálticas. -Chapas plegadas para cubiertas. -Paneles sandwich de aislamiento con poliuretano para fachadas.
2000	Cobre	<ul style="list-style-type: none"> -Altas propiedades mecánicas. -Baja resistencia a la corrosión. -Buena maquinabilidad y fragmentación de viruta. 	<ul style="list-style-type: none"> -Mecanizados de precisión. -Fabricación de racores, tornillos, casquillos. -Bielas, frenos, elementos estructurales en aviación.
3000	Manganeso	<ul style="list-style-type: none"> -Moderada resistencia mecánica. -Fácil embutición. 	<ul style="list-style-type: none"> -Cubiertas en tejados y paredes. -Carrocerías en vehículos. -Utensilios de cocina. -Depósitos de combustible.
4000	Silice	<ul style="list-style-type: none"> -Más bajo punto de fusión. -Color gris oscuro después del anodizado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Paneles arquitectónicos. -Pistones para automóviles.
5000	Magnesio	<ul style="list-style-type: none"> -Según sea su estado y su composición química se pueden conseguir cargas de rotura que van desde los 120 a 435 N/mm². -Excelente comportamiento a la soldadura. -Excelente resistencia a la corrosión marina. -Buen comportamiento al anodizado y lacado. 	<ul style="list-style-type: none"> -Recubrimientos de fachadas. -Carrocerías de vehículos. -Puertas de ferrocarril. -Cascos de barcos, veleros, mástiles, etc. -Plataformas de camiones, volquetes, etc. -Cuadros para bicicletas.
6000	Magnesio y Silicio	<ul style="list-style-type: none"> -Por ser este grupo el más utilizado en la fabricación de perfiles extruidos, nos remitimos a la Tabla II de la Fig. 3. 	<ul style="list-style-type: none"> -Por ser este grupo el más utilizado en la fabricación de perfiles extruidos, nos remitimos a la Tabla II de la Fig. 3.
7000 (Duroaluminio)	Cinc	<ul style="list-style-type: none"> -Elevada resistencia mecánica. -Muy apta para la soldadura según sea su composición química. 	<ul style="list-style-type: none"> -Piezas para maquinaria, bridas, bulones, uniones de estructuras. -Puentes, rampas de acceso, vagones de ferrocarril, chasis para camiones. -Troqueles, matrices, armamento, industria del automóvil, etc. -Vigas.
8000	Otros metales como Hierro o Níquel	<ul style="list-style-type: none"> -Características especiales. 	<ul style="list-style-type: none"> -Aplicaciones especiales.

Tabla 19

De entre las distintas aleaciones se han seleccionado la clase 5000 que es uno de los constituyentes más ampliamente usado y efectivos dentro del grupo de los llamados “duroaluminios”. Se ha elegido esta aleación debido a su elevada resistencia mecánica, una vez sometida a procesos de endurecimiento, y a que es una de las aleaciones de aluminio con mayor aptitud para ser soldada puesto que algunas de las piezas más importantes del mecanismo conllevan el empleo de soldadura. Además esta aleación es comúnmente usada en la fabricación de productos automovilísticos y maquinaria.

Dentro de la clase 5000 se ha seleccionado la aleación 5052 ya que es la más común y sus propiedades se adaptan muy bien a lo requerido.

Aleación 5052

Esta aleación usa como principal elemento aleante el magnesio (Mg), aunque también se añaden pequeñas cantidades de manganeso (Mn) para ayudar al endurecimiento.

El magnesio es un elemento que endurece más el aluminio que el manganeso (un 0.8% de Mg produce el mismo efecto que un 1.25% de Mn) y además se puede el magnesio puede ser empleado en mayores proporciones. Las principales características de esta aleación son una media - alta dureza cuando se realiza endurecimiento por deformación, muy buena soldabilidad, buena resistencia a la corrosión, alta resistencia a la fatiga y una baja capacidad de trabajo en frío. Estas características hacen que esta aleación se emplee en arquitectura, botes, barcos, tanques criogénicos, partes de puentes grúa y estructuras de automóviles.

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Otros		Al
								c/u	Total	
Min					2.2	0.15				
Máx.	0.25	0.40	0.10	0.10	2.80	0.35	0.10	0.05	0.15	Resto

Tabla 20

PROPIEDADES FÍSICAS

Densidad (gr/cm ³)	2.68
Rango de fusión (°C)	605-650
Modulo de elasticidad (Mpa)	70000
Coef. De Poisson	0.33
Coef. De dilatación (0 a 10°C)	23.8
Conductividad térmica (0 a 100°C) Temple 0/H38	138
Resistividad a 20°C Temple 0/H38	4.9
Calor específico (0 a 10 °C)	945

Tabla 21

PROPIEDADES MECÁNICAS

Para alcanzar las propiedades mecánicas deseadas para nuestro producto el material debe someterse a un proceso de endurecimiento por deformación para alcanzar el estado de acritud H38.

Carga de rotura (N/ mm ²)	290
Límite elástico (N/ mm ²)	255
Alargamiento a 5.65%	8
Dureza Brinell (HB)	70

Tabla 22

SOLDADURA

La soldadura es un proceso muy importante en la fabricación y montaje del producto y puesto que el normalmente el aluminio es considerado como un material difícil de soldar, se ha buscado y seleccionado una aleación de aluminio que aparte de tener buenas propiedades mecánicas tiene una buena aptitud para ser soldada mediante técnicas estándar.

Técnicas de soldadura y aptitud de esta aleación para ser soldada:

- A la llama: Muy buena
- Al arco bajo gas argón: Muy buena
- Por resistencia eléctrica: Muy buena
- Braseado: Mala

CONFORMADO

La aleación 5052 tiene buenas propiedades para ser conformada mediante embutición y fundición. Además presenta facilidad para ser mecanizada y para conseguir un pulido superficial.

Estas características hacen que esta aleación sea adecuada para la fabricación de nuestro producto ya que se pueden emplear técnicas convencionales en su proceso de fabricación.

ACABADO SUPERFICIAL

Esta aleación de aluminio permite realizar un buen acabado superficial mediante pulido, pudiéndose obtener un grado de pulido cercano al de espejo. Con este acabado se obtiene una superficie fina (sin rugosidades) por lo que se disminuye la tensión intergranular del material consiguiéndose así un aumento de la resistencia a fatiga.

Ventajas de emplear aluminio (aleación 5052)

- Es un material ligero (2.68g/cm^3)
- Buenas propiedades mecánicas.
- Buena aptitud para ser soldado con técnicas convencionales.
- Buena resistencia a la corrosión
- Buen acabado superficial y buena definición en los detalles
- Buena percepción de mercado por parte de clientes y usuarios como un material de buena calidad.

Por otro lado la única desventaja de emplear aluminio en lugar del acero inoxidable es el precio ya que este suele ser más elevado en el aluminio y por tanto esto encarecería un poco el precio del producto final en comparación con el acero.

- El precio que marca la London Metal Exchange de aleación de aluminio es 1350 € por tonelada.
- El valor de cotización de la aleación de aluminio serie 5000 en el mercado de materiales es de 1270 € por tonelada.

Pese a que, como se observa, el aluminio tiene un precio más elevado en cuanto a materia prima, esta desventaja queda minimizada debido al alto valor comercial que tiene el material y el buen reconocimiento de mercado que tienen los productos de aluminio ya que es considerado por los consumidores como un material noble. Debido a esto es una gran ventaja fabricar el caballete en aluminio ya que se consigue llegar a un mercado variado puesto que aunque se incremente un poco el precio del producto, también se incrementa su valor.

Se sigue cumpliendo con el requisito de diseñar un producto asequible a un amplio rango de usuarios del mercado de motocicletas pesadas y además con el producto fabricado en aluminio y un buen acabado superficial y de detalles, tendrá una mayor aceptación y podrá llegar incluso al sector del mercado más exigente que de otra manera con el acero no se podría conseguir.

8. CONCLUSIONES

Una vez que se ha diseñado el caballete y se han analizado y rediseñado algunos aspectos para mejorar el producto final, se va a valorar en qué medida se han cumplido los requisitos que se marcaban en un principio y poder concluir así si se ha alcanzado el objetivo para el que se había propuesto este proyecto.

- Se ha conseguido un caballete adaptable a prácticamente la totalidad del mercado de motocicletas pesadas tipo “touring” y maxiscooter. Este es el aspecto fundamental en torno al que se ha basado todo el proyecto ya que se quería cubrir un sector del mercado donde actualmente solo existen dos sistemas de accionamiento automático que son exclusivos para los dos modelos de motocicleta que los incorporan.
- Se ha diseñado un mecanismo compacto que se adapta a la hora de montarse al anclaje del caballete que incorporan todas las motocicletas de serie. Debido a esto el caballete diseñado puede montarse en una gran variedad de modelos del mercado de motocicletas pesadas para el que ha sido diseñado ya que encaja dentro del rango de medidas obtenido en el análisis de dicho mercado.
- El producto obtenido tiene unas dimensiones reducidas una vez plegado, 12 cm de alto, 25 cm de largo y 15 cm de profundidad que facilitan la maniobrabilidad de la motocicleta en marcha evitando cualquier rozamiento con el suelo a la hora de inclinar la motocicleta para negociar las curvas.
- El producto obtenido es muy ligero debido a la baja densidad del aluminio 5052 empleado en su fabricación. Este aspecto está ligado al anteriormente descrito ya que el hecho de tener un peso reducido hace que no varíe apenas el reparto de pesos del vehículo por lo que se facilita la conducción de este.

- Gracias al mecanismo diseñado se ha obtenido un caballete compacto cuando esta plegado, como se ha descrito anteriormente, pero capaz de alcanza la altura requerida de 25 cm, una vez desplegado, para elevar la motocicleta dejando la rueda posterior elevado. Esto permite un estacionamiento seguro con la motocicleta perpendicular al suelo y además poder realizar trabajos de limpieza y mantenimiento del vehículo.
- El proyecto se ha limitado al diseño de producto y sus especificaciones por lo que no se ha entrado en detalle en el proceso de fabricación de las distintas piezas. A la hora de diseñar el mecanismo se ha tenido en cuenta la facilidad de montaje, se ha reducido el número de piezas del mecanismo, se han empleado productos comerciales como los rodamientos, el motor, la guía raíl la tornillería, etc. Además se han diseñado las piezas y se ha seleccionado el material de tal forma que se puede garantizar el empleo de técnicas convencionales en los procesos de fabricación pensados como son el moldeo por fundición para la mayoría de las piezas y la soldadura para la unión entre piezas.
- Debido a que no se ha detallado el proceso de fabricación no se puede dar un precio final al producto aunque sí que se puede garantizar que será un precio de mercado asequible para un amplio rango de usuarios del mercado de motocicletas pesadas ya que el diseño está pensado para procesos de fabricación estándar, se ha reducido el despiece evitando así un coste extra de montaje y se emplean en la medida de lo posible productos comerciales que minimizan el número de piezas a fabricar.
- Se ha diseñado un producto final con un buen acabado superficial mediante pulido del aluminio y con unos detalles cuidaos que otorgan al producto un cierto prestigio y una buena percepción del producto por parte de los clientes como un producto de calidad y todo ello a un precio estimado aceptablemente económico.

Con todo esto podemos concluir que se ha realizado un proyecto que cumple ampliamente con las especificaciones marcadas, teniendo como principal característica la adaptabilidad, y que además abarca un amplio rango de mercado dentro de los usuarios de motocicleta pesadas.

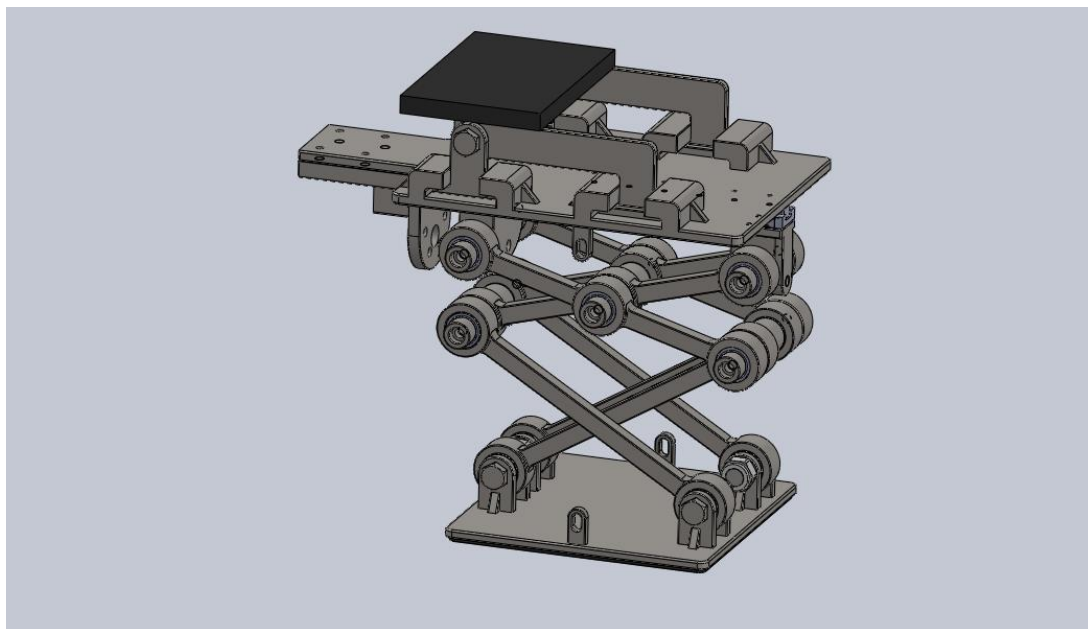


Imagen 90: Caballete plegado

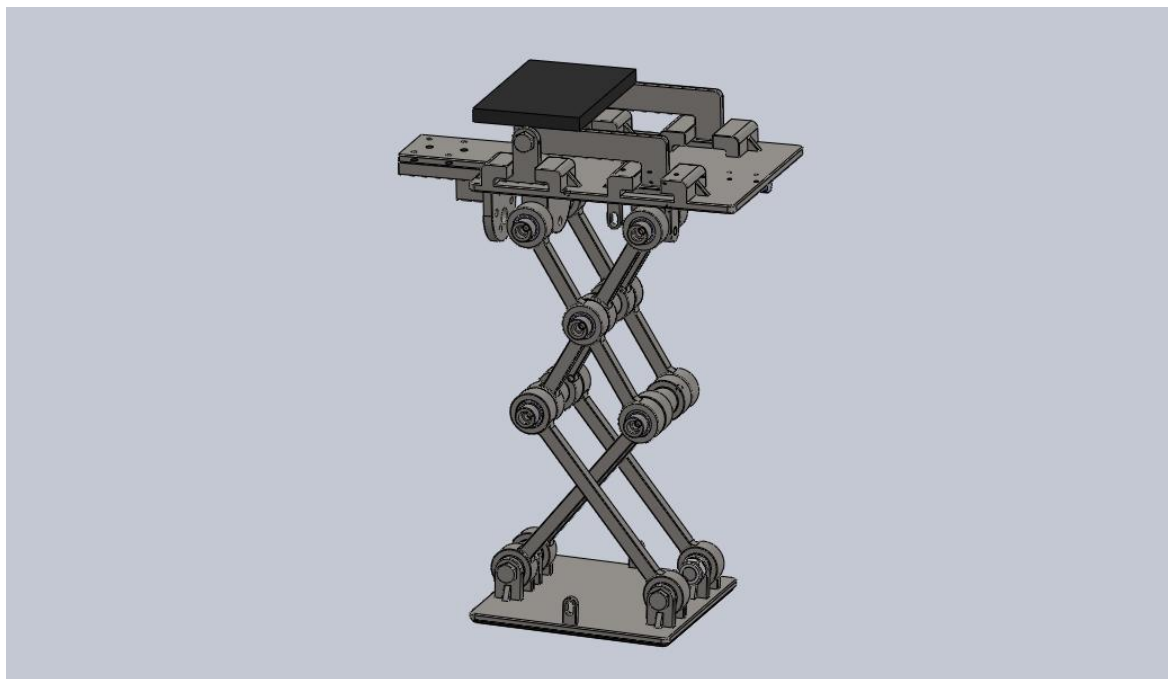


Imagen 91: Caballete desplegado

9. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

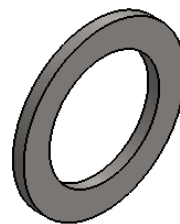
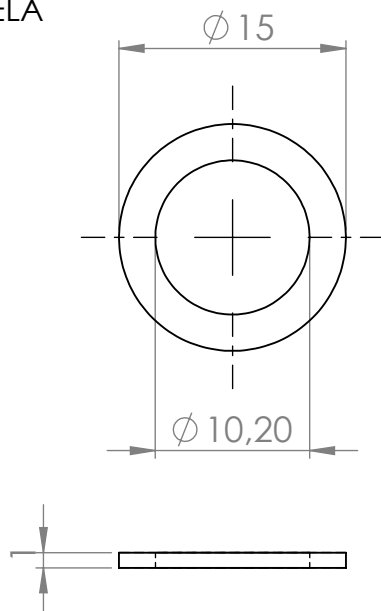
- *Dibujo Técnico, 2º Edición*, AENOR, Basilio Ramos y Esteban García
- *Ciencia de materiales*, Editorial Donostiarra, J.M. Lasheras y J.F. Carrasquilla
- *Diseño en Ingeniería Mecánica*, McGraw – Hill, Josehp E. Shigley y Larry D. Mitchell
- *Procesos para Ingeniería de Manufactura*, Alfaomega, L. Alting
- *Ingeniería Mecánica Estática, 12º Edición*, R. C. Hibbeler
- Manual de taller de BMW K1200 LT
- Manual de taller de PIAGGIO X9 500 SL
- Manual para el uso de SolidWorcks simulation

DIRECCIONES WEB

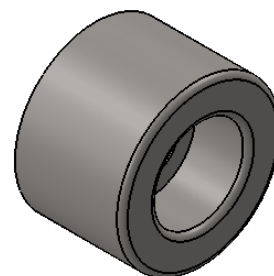
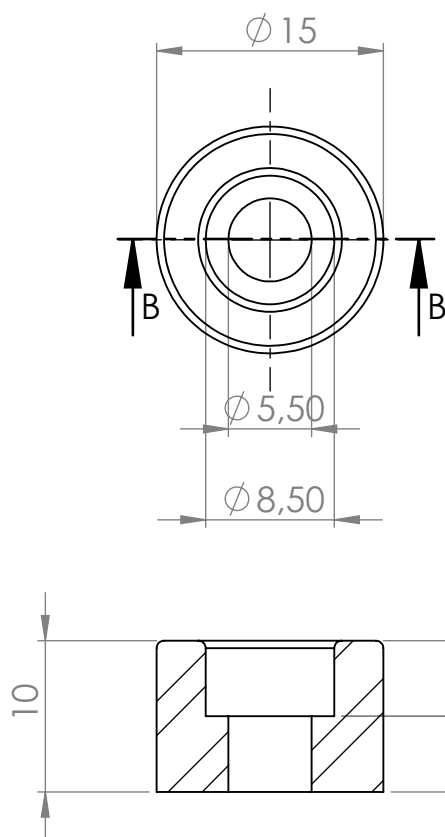
- <http://www.skf.es/>
- <http://www.nskeurope.es/>
- <http://fichas-tecnicas.motos.es>
- <http://www.yamaha-motor.eu/es/>
- <http://www.kawasaki.es/>
- <http://www.honda.es/>
- <http://japan.partcommunity.com>

ANEXO 1: PLANOS

ARANDELA



CASQUILLO APRIETE



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas del casquillo de apriete

SECCIÓN B-B
ESCALA 2 : 1



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

PLANO 1
upna

Todos los derechos reservados.
Eskubide guztiak erresaltatu dira

ARANDELA Y CASQUILLO DE APRIETE

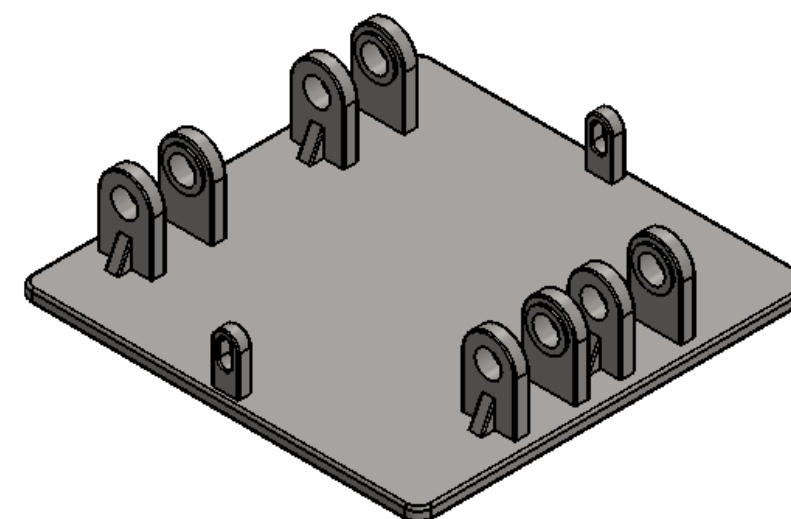
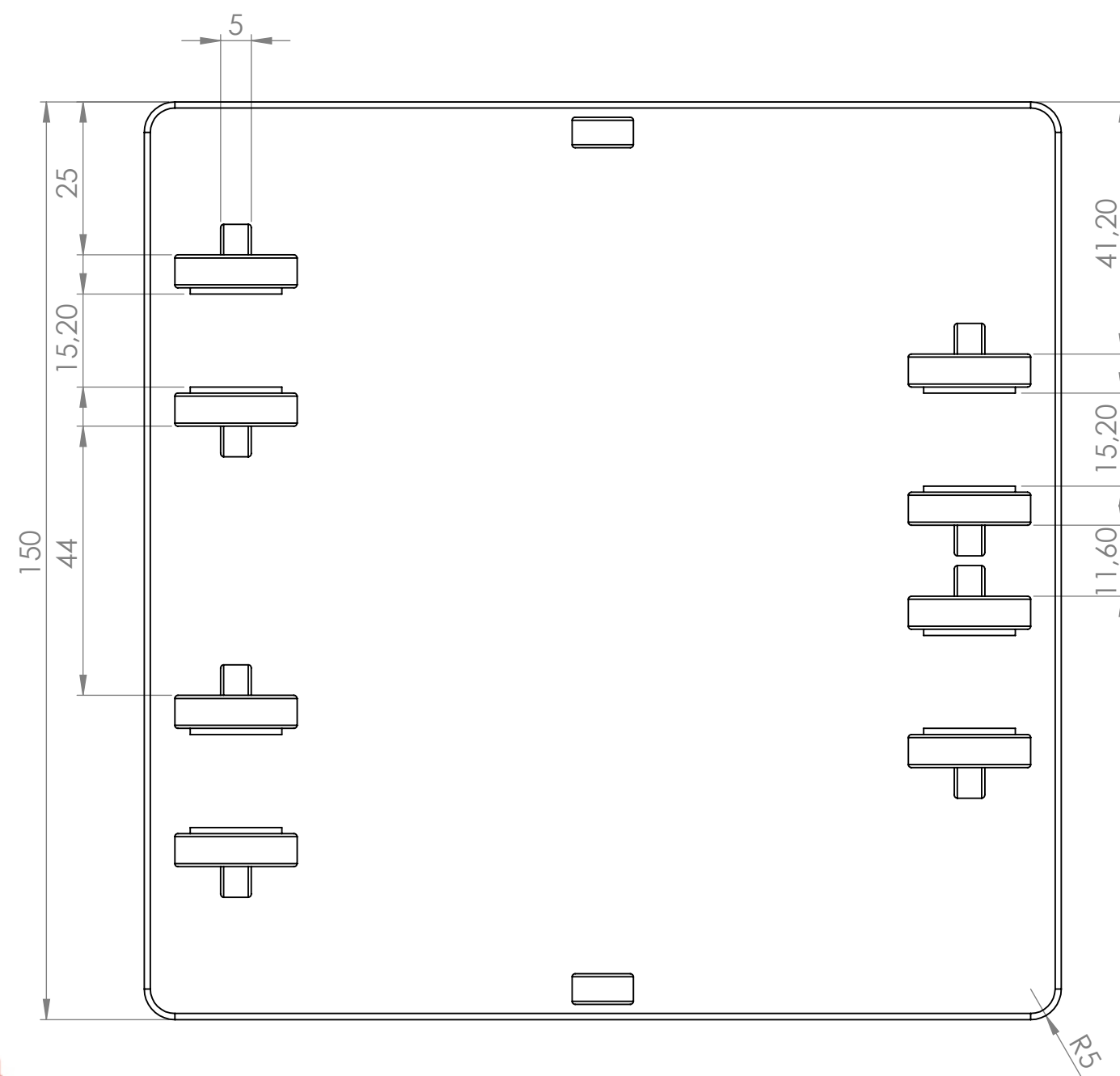
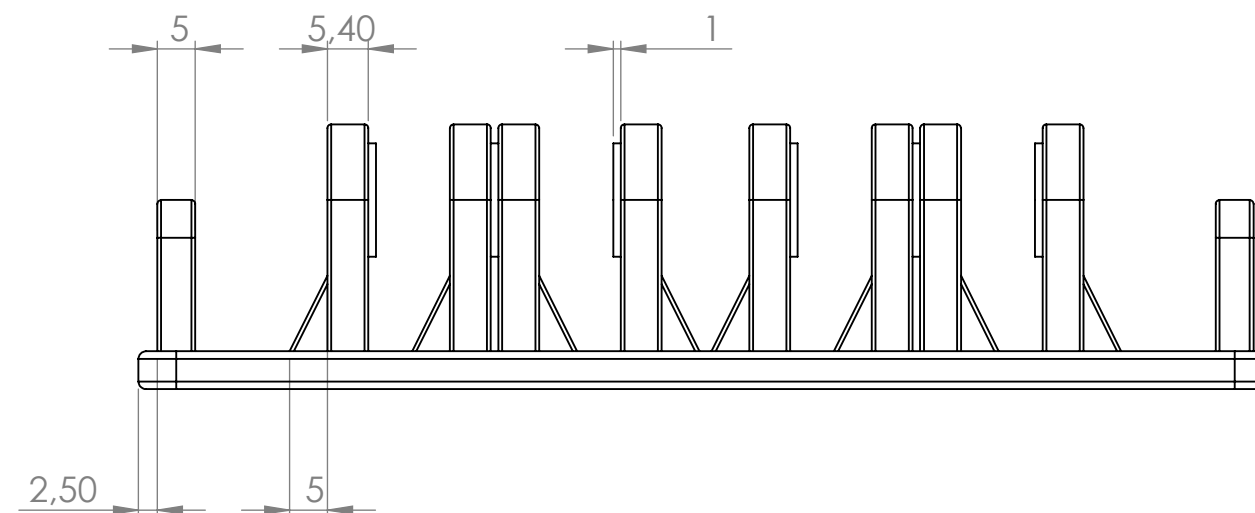
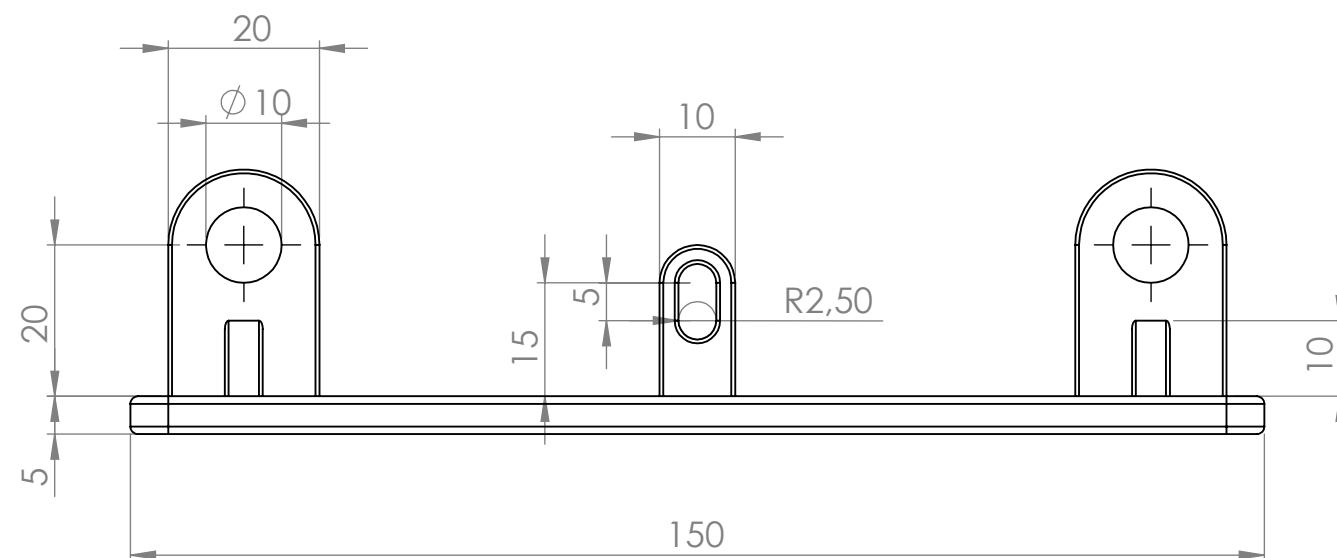
FECHA:

22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:

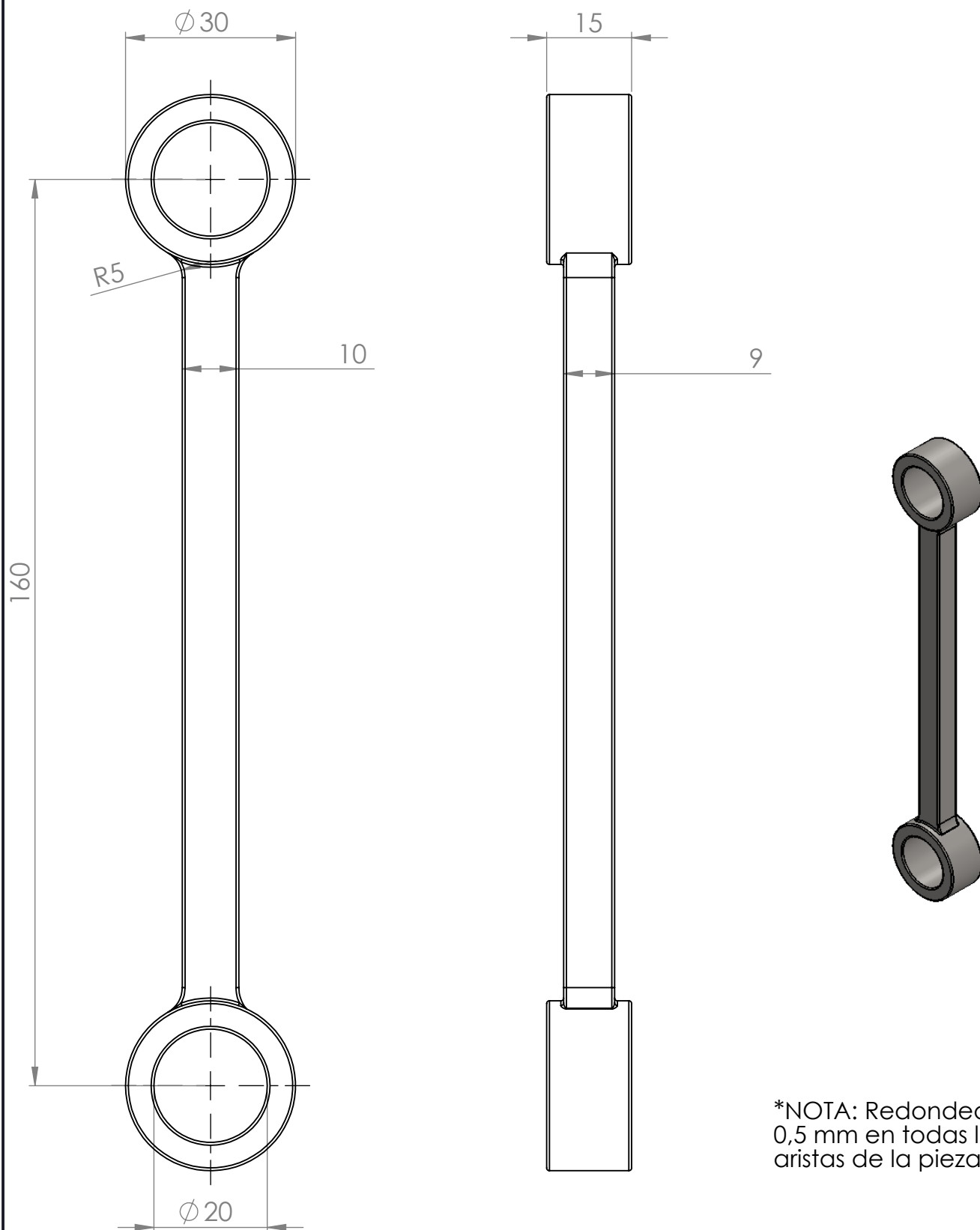
1



*NOTA: Redondeo de 1 mm en todas las aristas de la base

*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas del anclaje de los brazos y muelles

 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: “SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”		REALIZADO: HUGUET VAREA, IÑIGO		
		FIRMA:		
PLANO: BASE DE APOYO		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/07/2013		2



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas de la pieza



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

PLANO 1
upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

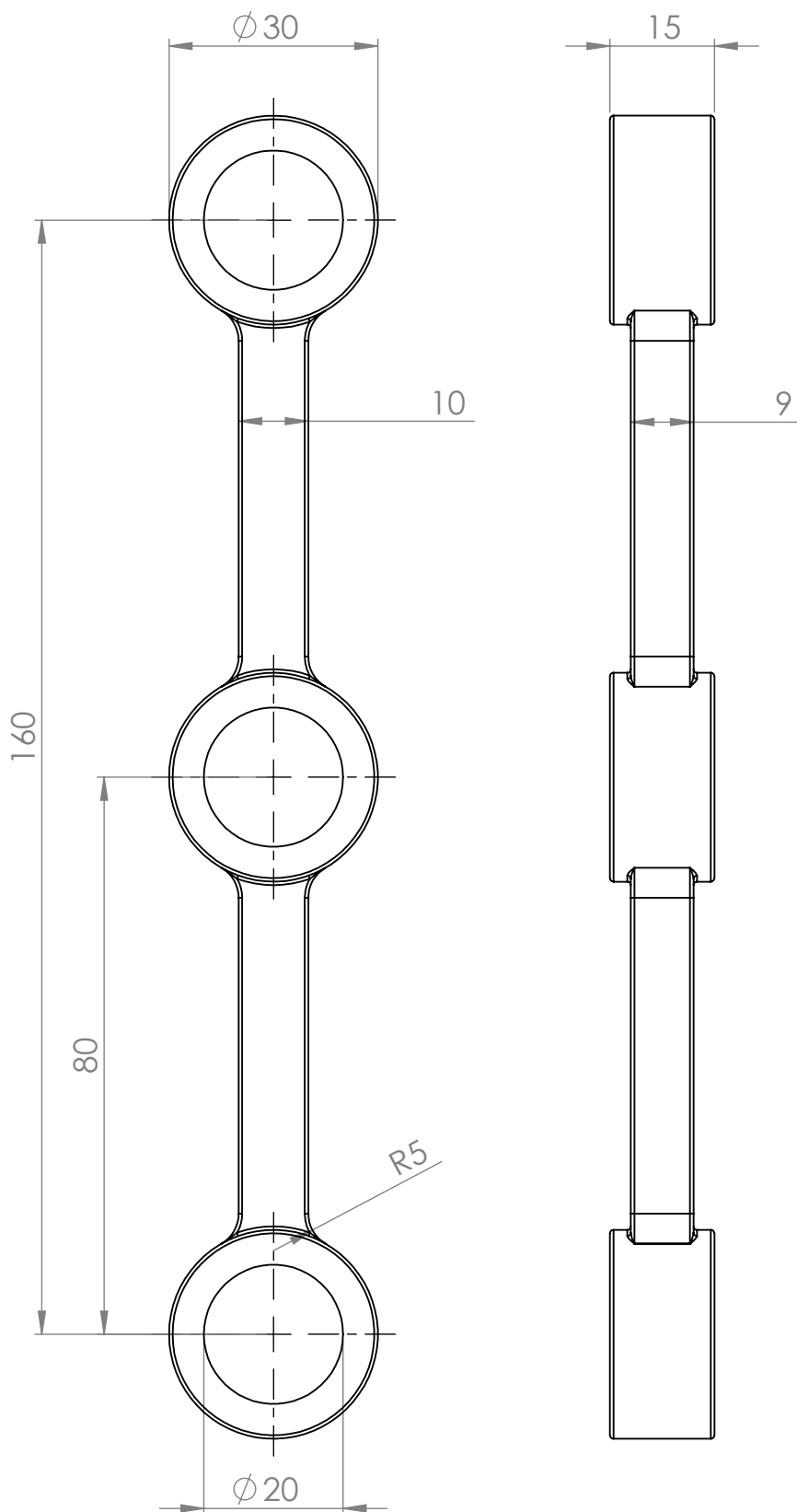
BRAZO INFERIOR

FECHA:
22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:

3



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas de la pieza



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

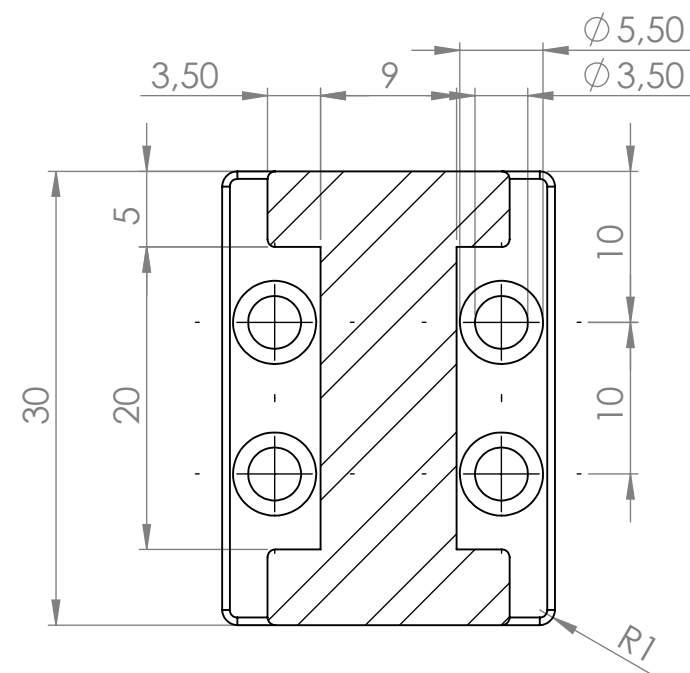
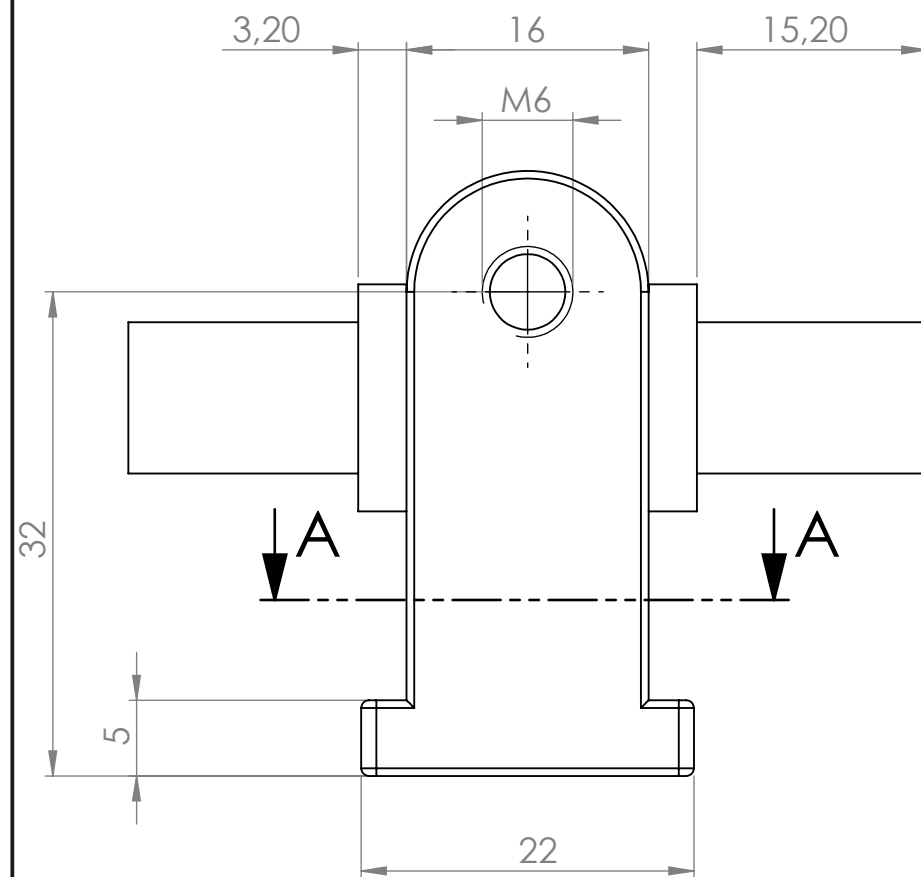
BRAZO SUPERIOR

FECHA:
22/07/2013

ESCALA:

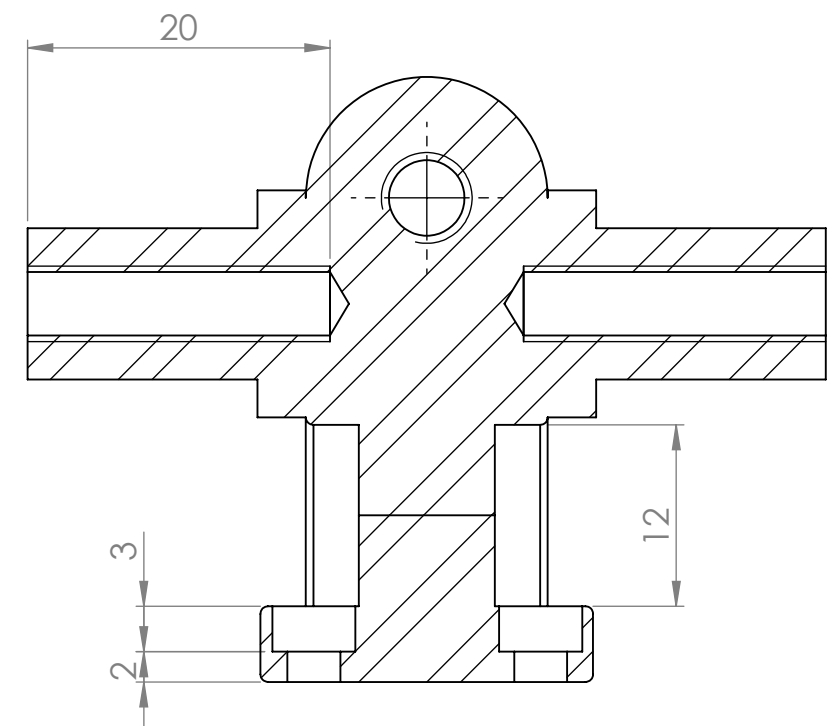
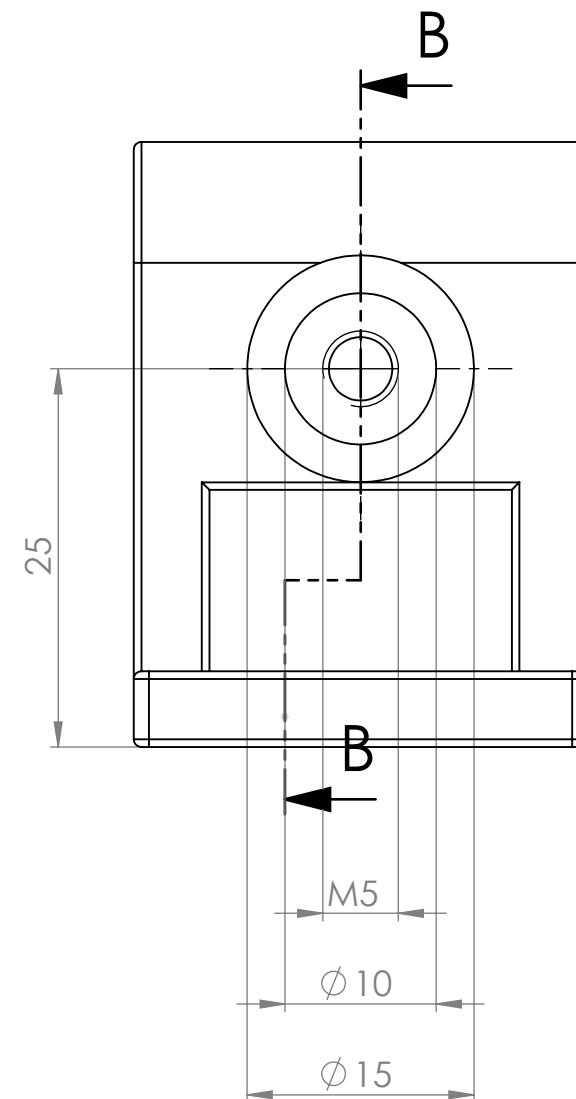
Nº PLANO:

4

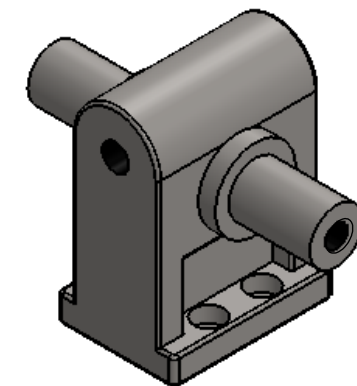


SECCIÓN A-A

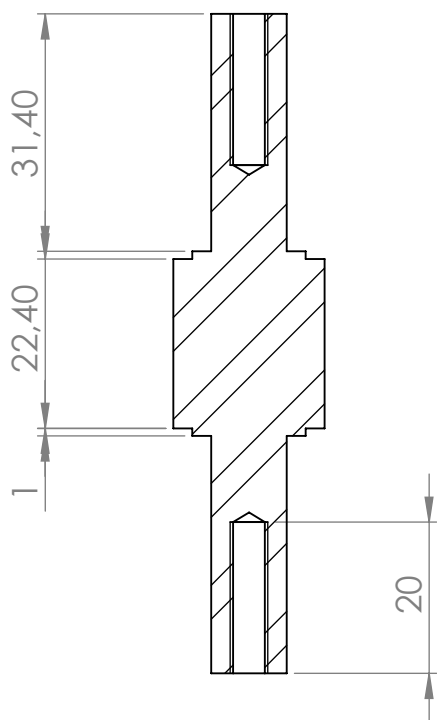
*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas de la pieza



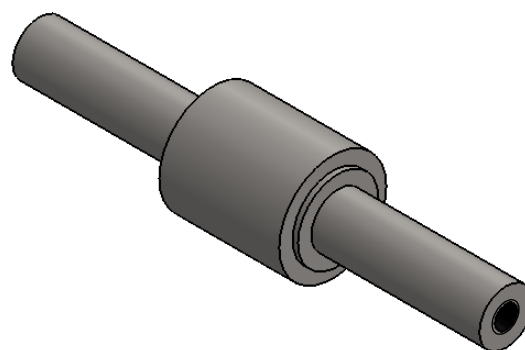
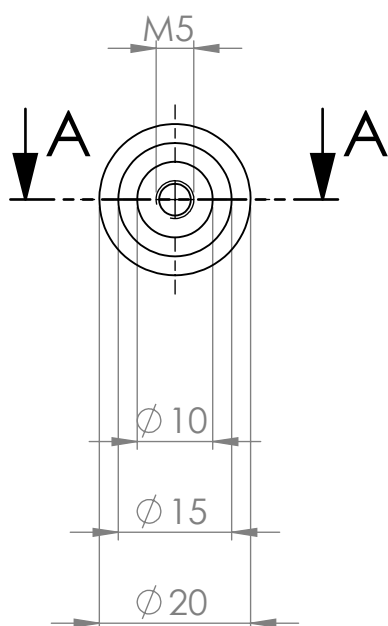
SECCIÓN B-B



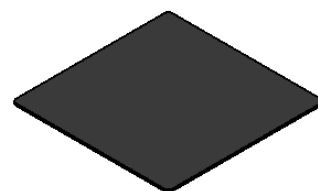
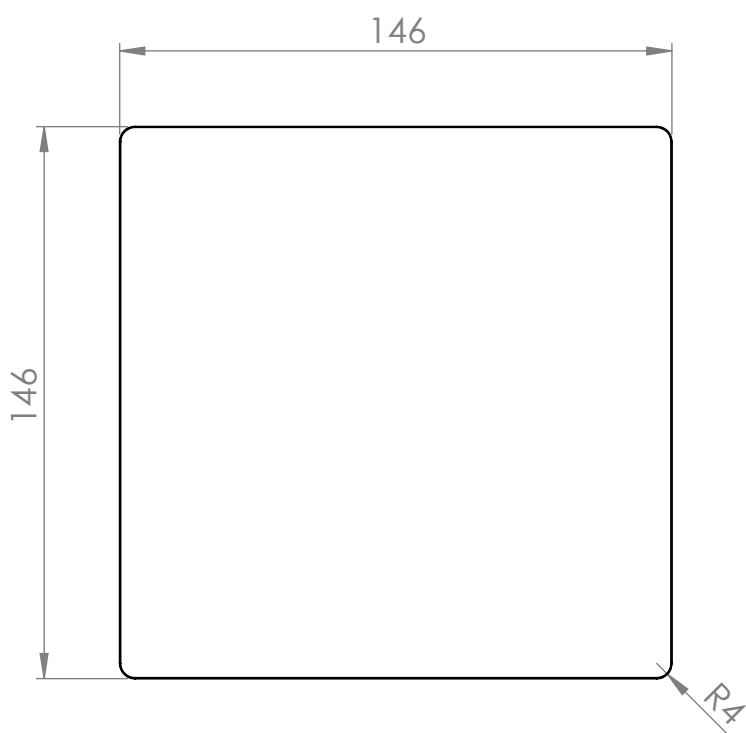
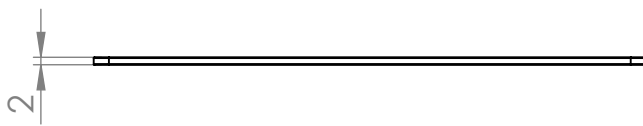
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: “SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”		REALIZADO: HUGUET VAREA, IÑIGO		
		FIRMA:		
PLANO: CASQUILLO ROSCADO MOVIL		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/07/2013		5



SECCIÓN A-A



	<p>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></p>	<p>E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</p>	<p>DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</p>		
<p>PROYECTO: “SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”</p>			<p>REALIZADO: HUGUET VAREA, IÑIGO</p>		
<p>PLANO 1 EJE <small>Todos los derechos reservados Eskubide guztiak erresalbatu dira</small></p>			<p>FECHA: 22/07/2013</p>	<p>ESCALA:</p>	<p>Nº PLANO: 6</p>



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

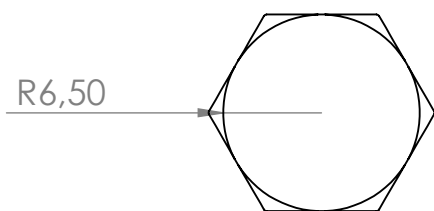
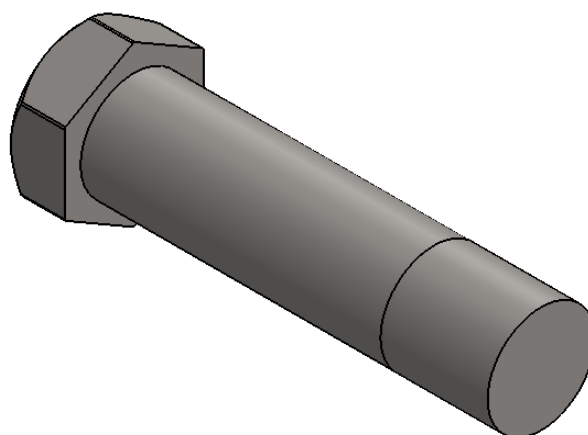
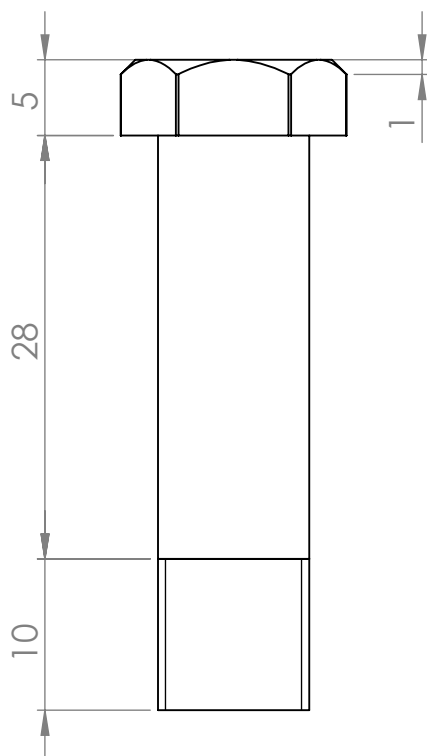
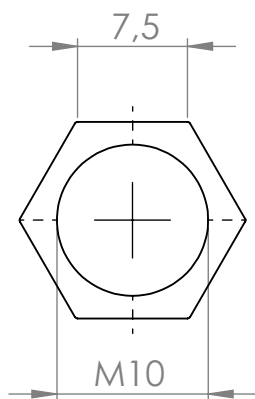
GOMA ANTIDELSZANTE

FECHA:
22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:

7



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

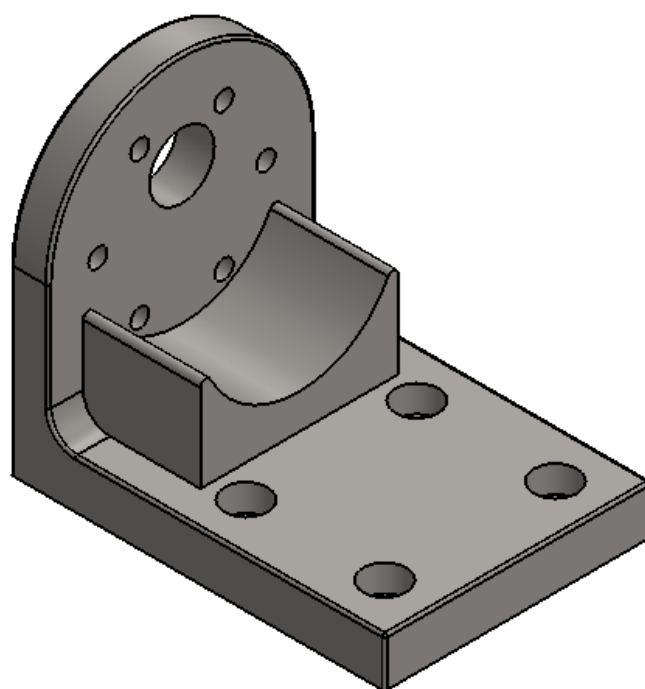
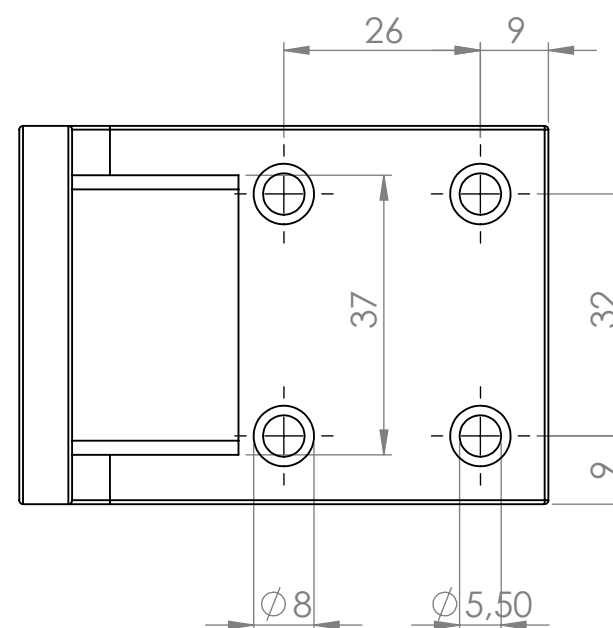
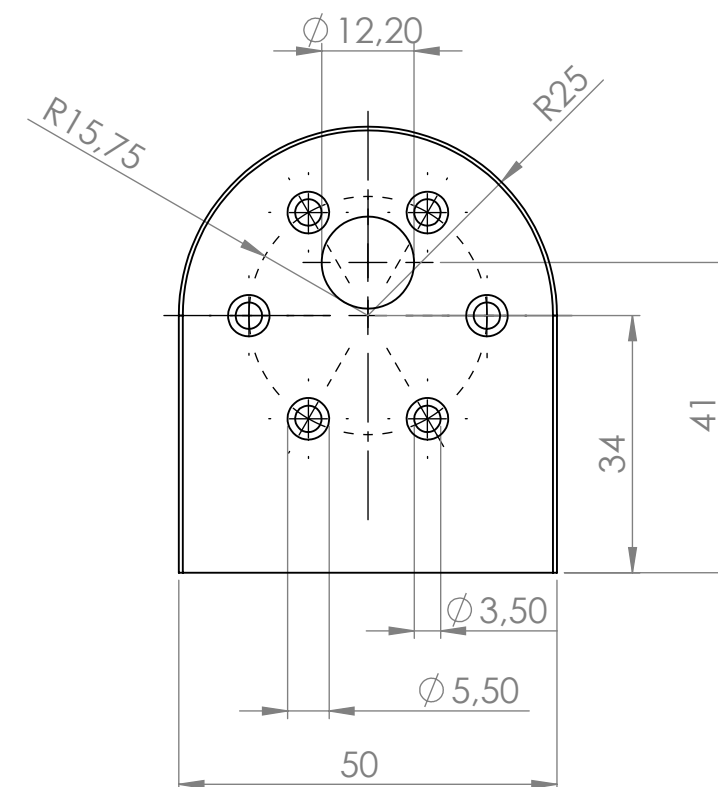
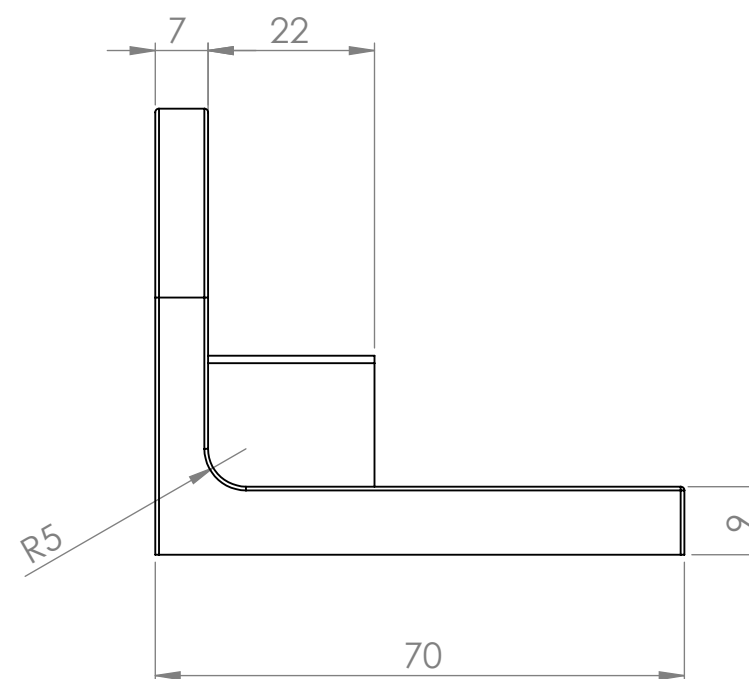
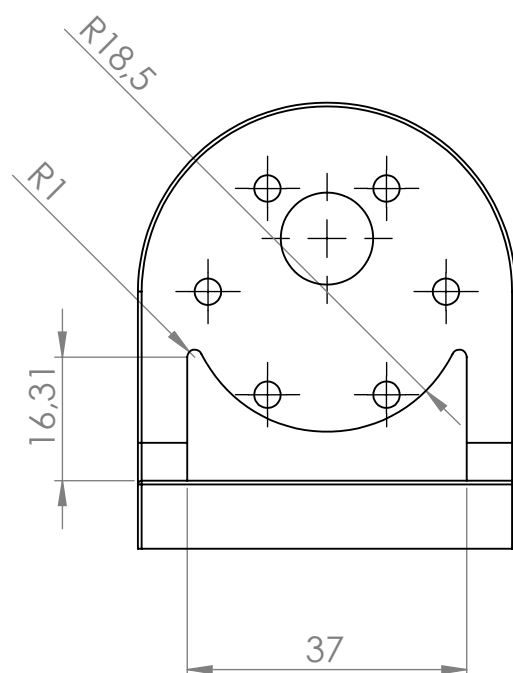
TORNILLO PASADOR

FECHA:
22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:

8



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas de la pieza



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

PLANO:

SUJECCIÓN MOTOR

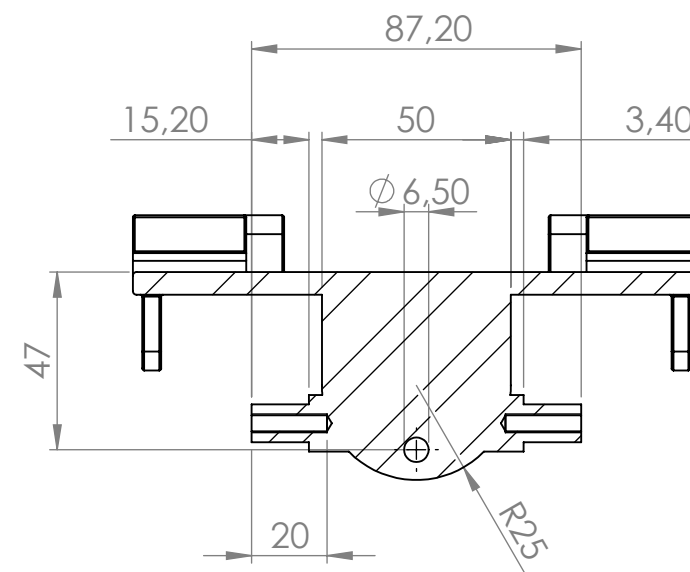
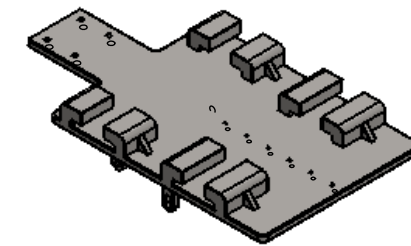
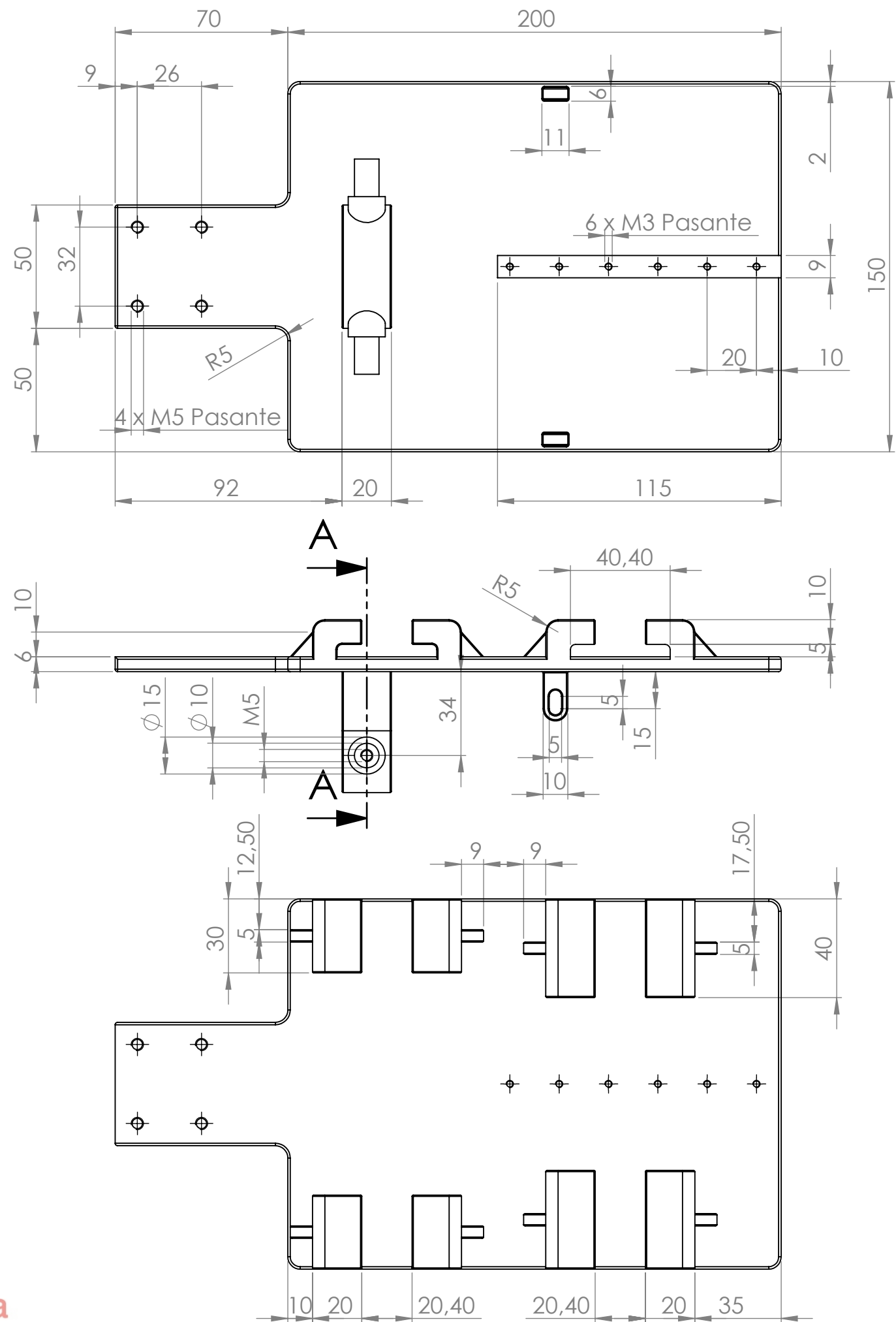
FECHA:

22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:


9



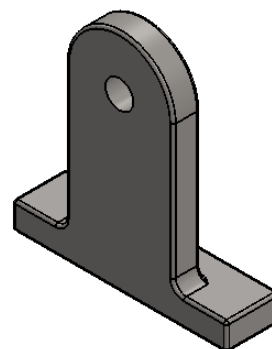
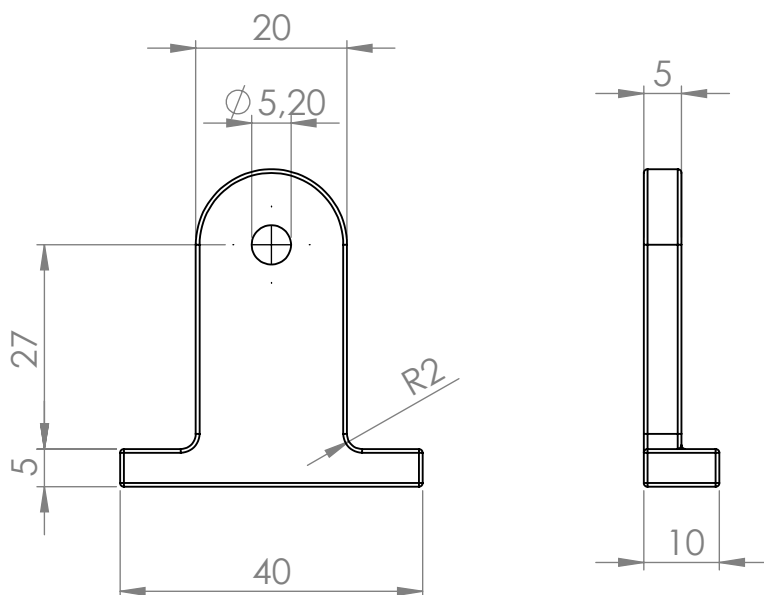
SECCIÓN A-A

*NOTA: Redondeo de 1 mm en todas las aristas de la base

*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las demás aristas de la pieza

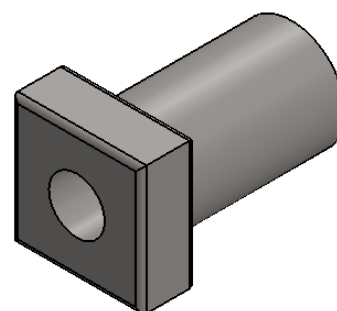
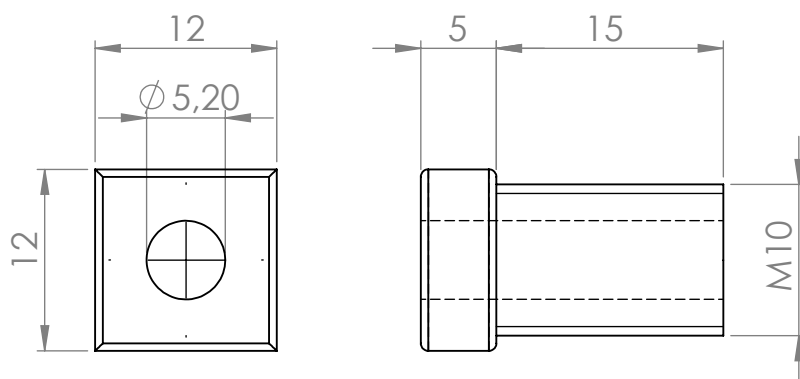
 <div>Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i></div>	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.			
PROYECTO: “SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”		REALIZADO: HUGUET VAREA, IÑIGO		
		FIRMA:		
PLANO: ANCLAJE DEL CABALLTE		FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		22/07/2013		10

ANCLAJE PARA EL PASADOR



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas del anclaje para el pasador

TORNILLO DE FIJACIÓN PARA ANCLAJE



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas del tornillo de fijación para anclaje



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

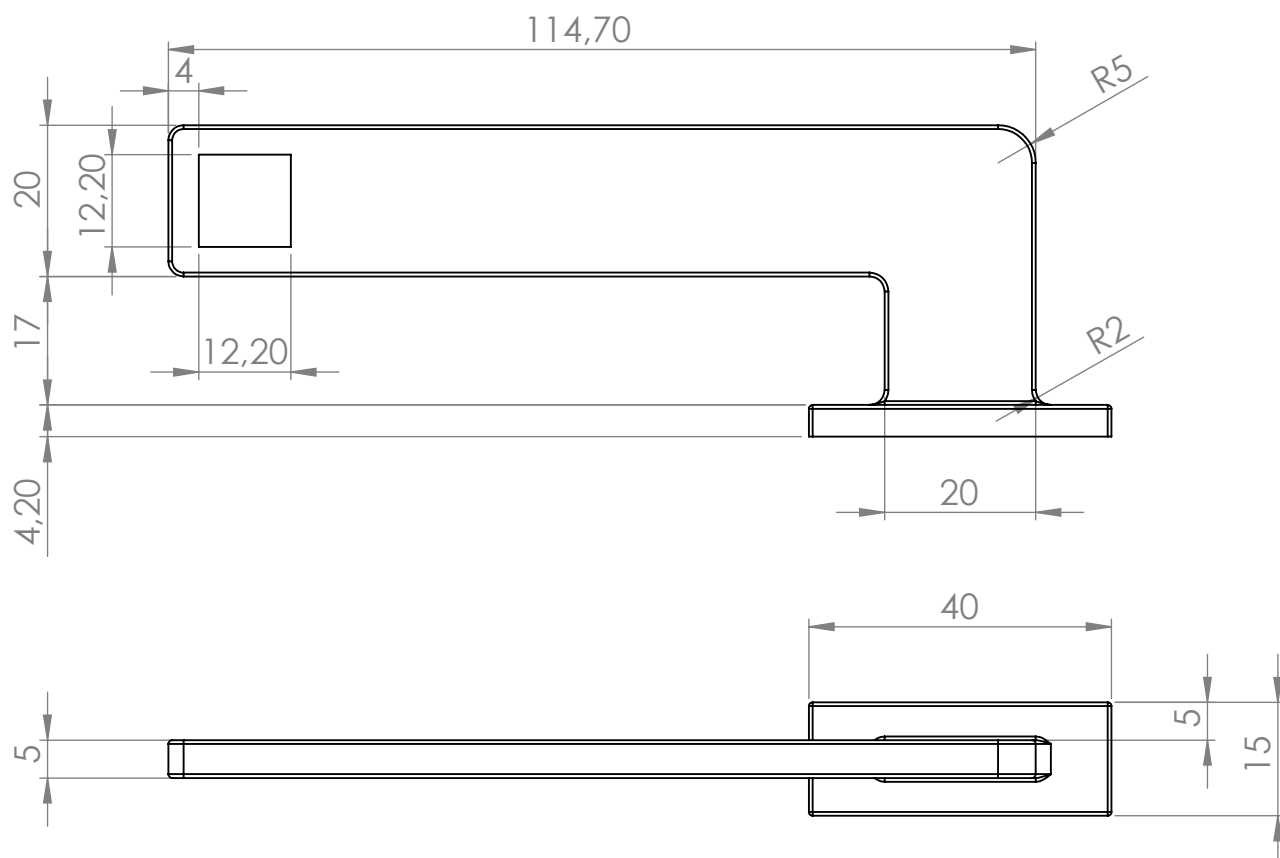
PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

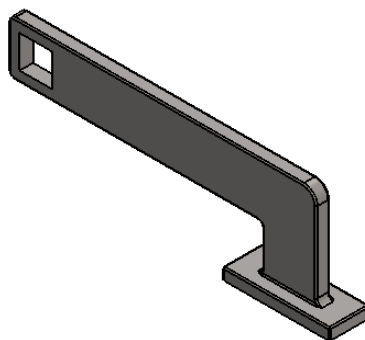
REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:



*NOTA: Redondeo de 0,5 mm en todas las aristas de la pieza



Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

**INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:
**DEPARTAMENTO DE ING.
MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**“SISTEMA DE APOYO DE MOTOCICLETA EN
REPOSO ACCIONADO ELECTRICAMENTE Y
ADAPTABLE A CUALQUIER MODELO”**

REALIZADO:

HUGUET VAREA, IÑIGO

FIRMA:

upna
Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresaltatu dira

PIEZA ANCALJE ANTI ROTACIÓN

FECHA:
22/07/2013

ESCALA:

Nº PLANO:
12

ANEXO 2: SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

5. SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

5.1 Vida del rodamiento

Las distintas funciones requeridas a los rodamientos varían según la aplicación del rodamiento. Estas funciones se deben ejecutar durante un período de tiempo prolongado. Aunque los rodamientos estén montados adecuadamente y funcionen correctamente, finalmente dejarán de funcionar satisfactoriamente debido al aumento de ruido y vibración, a la pérdida de precisión en el funcionamiento, al deterioro de la grasa o a la descamación por fatiga de las superficies rodantes.

La vida del rodamiento, en el sentido amplio de la palabra, es el período durante el cual los rodamientos siguen en funcionamiento y cumplen las funciones para las que están diseñados. Esta vida del rodamiento se puede definir como la vida frente al ruido, la vida frente a la abrasión, la vida de la grasa o la vida frente a la fatiga de los elementos rodantes, dependiendo de cual de ellas provoca la pérdida de servicio del rodamiento.

Además de los fallos debidos al deterioro natural, los rodamientos también pueden fallar en condiciones como deformación por calor, fractura, arañazos en los anillos, daños en los sellados o en la jaula, u otro tipo de daños.

Este tipo de condiciones no deberían interpretarse como fallos normales de los rodamientos, ya que a menudo se producen como resultado de errores en la selección del rodamiento, un diseño o entorno de funcionamiento del rodamiento inadecuados, un montaje incorrecto o un mantenimiento insuficiente.

5.1.1 Índice básico de vida y vida frente a la fatiga de los elementos rodantes

Cuando los rodamientos funcionan bajo carga, las pistas de rodadura de sus anillos interior y exterior y los elementos rodantes están sujetos a un stress cíclico repetido. Debido a la fatiga del metal de las superficies de contacto rodantes de las pistas de rodadura y los elementos rodantes, es posible que se desprendan pequeñas partículas del material del rodamiento (Fig. 5.1). Este fenómeno se conoce como "descamación". La vida frente a la fatiga de los elementos rodantes viene representada por el número total de revoluciones a partir del cual la superficie del rodamiento empezará a descamarse debido al stress. Este fenómeno se conoce como vida frente a la fatiga. Tal como se muestra en la Fig. 5.2, incluso para los rodamientos aparentemente idénticos, del mismo tipo, tamaño y material y reciben el mismo tratamiento térmico u otros procesos, la vida frente a la fatiga de los elementos rodantes varía enormemente, incluso bajo condiciones de funcionamiento idénticas. Esto es debido a que la descamación de los materiales debida a la fatiga está sujeta a muchas otras variables. En consecuencia, "el índice básico de vida", en que se trata la vida frente a la fatiga de los elementos rodantes como un fenómeno estadístico, se utiliza antes que la vida real frente a la fatiga de los elementos rodantes.

Supongamos que un número de rodamientos del mismo tipo funcionan individualmente bajo las mismas condiciones. Después de un cierto período de tiempo, el 10% de ellos fallan como resultado de la descamación producida por la fatiga de los elementos rodantes. En este caso, el número total de revoluciones se define como el índice básico de vida o, si la velocidad es constante, el índice básico de vida a menudo se expresa como el número total de horas de funcionamiento completadas cuando el 10% de los rodamientos pasan a no ser operativos debido a la descamación.

Para determinar la vida del rodamiento, a menudo sólo se tiene en cuenta el factor del índice básico de vida. Sin embargo, también deben tenerse en cuenta otros factores. Por ejemplo, puede considerarse la vida de los rodamientos prelubricados como la vida de la grasa (consulte la Sección 12, Lubricación, Página A107). Dado que la vida frente al ruido y la abrasión se juzgan de acuerdo con los estándares individuales para diferentes aplicaciones, los valores específicos para la vida frente al ruido y la abrasión deben determinarse empíricamente.

5.2 Índice básico de carga y vida de fatiga

5.2.1 Índice básico de carga

El índice básico de carga se define como la carga constante aplicada a los rodamientos con anillos exteriores estáticos que pueden soportar los anillos interiores para un índice de vida de un millón de revoluciones (10^6 rev). El índice básico de carga de los rodamientos radiales se define como una carga radial central de dirección y magnitud constantes, mientras que el índice básico de carga de los rodamientos de apoyo se define como una carga axial de magnitud constante en la misma dirección que el eje central. Los índices de carga se listan como C_r para los rodamientos radiales y C_a para los rodamientos de apoyo en las tablas de dimensiones.

5.2.2 Maquinaria en la que se ensamblan rodamientos y proyección de vida

No es recomendable seleccionar rodamientos con índices de carga innecesariamente altos, ya que pueden resultar demasiado grandes y costosos. Además, la vida del roda-



Fig. 5.1 Ejemplo de descamación

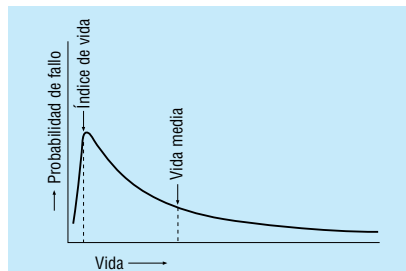


Fig. 5.2 Probabilidad de fallo y vida del rodamiento

Tabla 5. 1 Factor de vida de fatiga f_h para distintas aplicaciones de rodamientos

Períodos de funcionamiento	Factor de vida de fatiga f_h				
	~3	2~4	3~5	4~7	6~
Utilizados con poca frecuencia o durante periodos cortos	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños para electrodomésticos, como aspiradoras y lavadoras. • Herramientas eléctricas manuales 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola 			
Utilizados ocasionalmente pero cuya fiabilidad es importante		<ul style="list-style-type: none"> • Motores para calefactores domésticos y aires acondicionados • Maquinaria para la construcción 	<ul style="list-style-type: none"> • Transportadoras • Roldanas para cables elevadores 		
Utilizados intermitentemente durante periodos relativamente largos	<ul style="list-style-type: none"> • Cuellos de cilindros para laminación 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Grúas de cubierta • Grúas de carga en general • Soportes de piñón • Coches de pasajeros 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de fábricas • Máquina Herramienta • Transmisiones • Cribas • Trituradoras 	<ul style="list-style-type: none"> • Roldanas para grúas • Compresores • Transmisiones especializadas 	
Utilizados intermitentemente durante más de ocho horas diarias		<ul style="list-style-type: none"> • Escaleras mecánicas 	<ul style="list-style-type: none"> • Separadores centrífugos • Equipos de aire acondicionado • Compresores • Máquinas para trabajar madera • Motores grandes • Cajas de ejes para ejes ferroviarios 	<ul style="list-style-type: none"> • Elevadores para minas • Volantes de prensas • Motores de tracción para ferrocarriles • Cajas de ejes para locomotoras 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas para fabricación de papel
Utilizados continuamente y cuya alta fiabilidad es importante					<ul style="list-style-type: none"> • Bombas de agua • Centrales eléctricas • Bombas para el drenaje de minas

miento por sí misma no debería ser el factor decisivo a la hora de seleccionar los rodamientos. También deben considerarse la resistencia, la rigidez y el diseño del eje sobre el que se van a montar los rodamientos. Los rodamientos se utilizan en una amplia gama de aplicaciones, y la vida del diseño varía según las aplicaciones específicas y las condiciones de funcionamiento. En la Tabla 5.1 se muestra un factor empírico de vida frente a la fatiga derivado de experiencias habituales en el funcionamiento de varias máquinas. Consulte también la Tabla 5.2.

5.2.3 Selección del tamaño del rodamiento en función del índice básico de carga

Entre la carga de los rodamientos y el índice básico de vida existe la siguiente relación:

$$\text{Para rodamientos de bolas} \quad L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \dots\dots (5.1)$$

$$\text{Para rodamientos de rodillos} \quad L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots (5.2)$$

donde L : Índice básico de vida (10^6 rev)

P : Carga del rodamiento (carga equivalente) (N), {kgf}
(Consulte la Página A30)

C : Índice básico de carga (N), {kgf}

Para los rodamientos radiales, C se escribe Cr

Para los rodamientos de apoyo, C se escribe Ca

En el caso de los rodamientos que operan a una velocidad constante, es conveniente expresar la vida frente a la fatiga en horas. En general, la vida frente a la fatiga de los roda-

mientos utilizados en automóviles y en otros vehículos se expresa en kilómetros.

Si designamos el índice básico de vida como L_h (h), la velocidad del rodamiento como n (rpm), el factor de vida frente a la fatiga como f_h , y el factor de velocidad como f_n , obtenemos las relaciones mostradas en la Tabla 5.2:

Tabla 5. 2 Índice básico de vida, factor de vida de fatiga y factor de velocidad

Parámetros de vida	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Índice básico de vida	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = 500 f_h^3$	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 500 f_h^{\frac{10}{3}}$
Factor de vida de fatiga	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
Factor de velocidad	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{\frac{1}{3}}$ $= (0.03n)^{\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n} \right)^{\frac{3}{10}}$ $= (0.03n)^{\frac{3}{10}}$

n, f_n Fig. 5.3 (consulte la Página A26), Tabla 12 del Apéndice (consulte la Página C24)

L_h, f_h Fig. 5.4 (consulte la Página A26), Tabla 13 del Apéndice (consulte la Página C25)

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

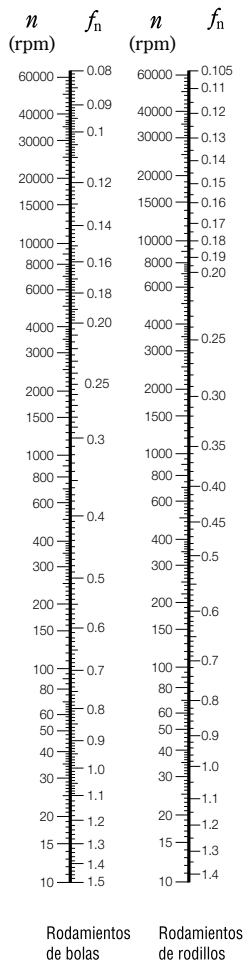


Fig. 5.3 Velocidad del rodamiento y factor de velocidad

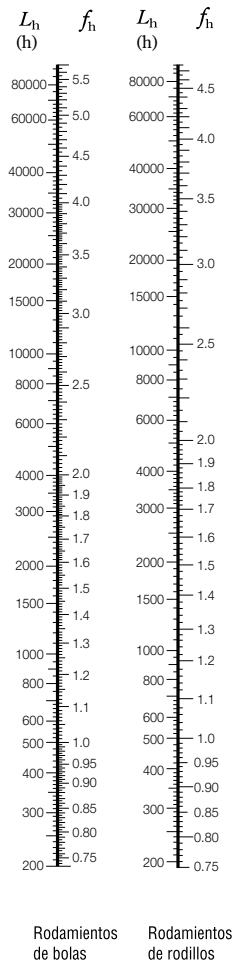


Fig. 5.4 Factor de vida de fatiga y vida de fatiga

Si conoce la carga del rodamiento P y la velocidad n , determine un factor de vida de fatiga f_h adecuado para la proyección de vida de la máquina y a continuación calcule el índice básico de carga C mediante la siguiente ecuación.

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n} \dots\dots\dots (5.3)$$

A continuación, debería seleccionar un rodamiento que satisfaga este valor de C en las tablas de rodamientos.

5.2.4 Ajuste de temperatura para el índice básico de carga

Si utiliza rodamientos a altas temperaturas, disminuye la dureza del acero del rodamiento. En consecuencia también disminuye el índice básico de carga, ya que depende de las propiedades físicas del material. Por lo tanto, debería ajustar el índice básico de carga para una temperatura superior utilizando la siguiente ecuación:

$$C_t = f_t \cdot C \dots\dots\dots (5.4)$$

donde C_t : Índice básico de carga después de la corrección de temperatura (N), {kgf}
 f_t : Factor de temperatura (Consulte la Tabla 5.3.)
 C : Índice básico de carga antes del ajuste de temperatura (N), {kgf}

Si se utilizan rodamientos de gran tamaño a una temperatura superior a 120°C, deben someterse a un tratamiento térmico especial de estabilidad dimensional para evitar cambios dimensionales excesivos. El índice básico de carga de los rodamientos sometidos a dicho tratamiento térmico especial de estabilidad dimensional puede ser inferior al índice mostrado en las tablas de rodamientos.

Tabla 5.3 Factor de temperatura f_t

Temperatura del rodamiento °C	125	150	175	200	250
Factor de temperatura f_t	1.00	1.00	0.95	0.90	0.75

5.2.5 Corrección del índice básico de vida

Como ya se ha descrito anteriormente, las ecuaciones básicas para calcular el índice básico de vida son las siguientes:

$$\text{Para rodamientos de bolas } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots(5.5)$$

$$\text{Para rodamientos de bolas } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots(5.6)$$

La vida L_{10} se define como el índice básico de vida con una fiabilidad estadística del 90%. Dependiendo de las máquinas donde se utilicen los rodamientos, es posible que en ocasiones se requiera una fiabilidad superior al 90%. Sin embargo, las recientes mejoras en el material de los rodamientos han ampliado enormemente la vida de fatiga. Además, el desarrollo de la teoría Elasto-hidrodinámica de lubricación demuestra que el grosor de la película lubricante en la zona de contacto entre los anillos y los elementos rodantes influye enormemente en la vida del rodamiento. Para reflejar dichas mejoras en el cálculo de la vida de fatiga, el índice básico de vida se ajusta de acuerdo con los siguientes factores:

$$L_{ma} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \dots\dots\dots(5.7)$$

donde L_{ma} : Índice ajustado de vida, donde se tienen en cuenta la fiabilidad, las mejoras del material, las condiciones de lubricación, etc.

L_{10} : Índice básico de vida con una fiabilidad del 90%

- a_1 : Factor de ajuste de la vida para la fiabilidad
- a_2 : Factor de ajuste de la vida para propiedades especiales de los rodamientos
- a_3 : Factor de ajuste de la vida para condiciones de funcionamiento

El factor de ajuste de la vida para la fiabilidad, a_1 , se muestra en la Tabla 5.4 para las fiabilidades superiores al 90%.

El factor de ajuste de la vida para propiedades especiales de los rodamientos, a_2 , se utiliza para reflejar las mejoras en el acero de los rodamientos.

NSK utiliza actualmente acero para rodamientos desgastado al vacío, y los resultados de las pruebas llevadas a cabo por NSK demuestran que la vida ha mejorado notablemente en comparación con los anteriores materiales. Los índices básicos de carga C_r y C_a mostrados en las tablas de rodamientos se

calcularon considerando la vida ampliada conseguida gracias a las mejoras en los materiales y a las técnicas de fabricación. En consecuencia, al estimar la vida utilizando la Ecuación (5.7) es suficiente asumir que es superior a uno.

El factor de ajuste de la vida para condiciones de funcionamiento a_3 se utiliza para ajustar varios factores, especialmente la lubricación. Si no existe desalineación entre los anillos interiores y exteriores, y el grosor de la película lubricante en las zonas de contacto del rodamiento es la suficiente, es posible que a_3 sea mayor que uno; sin embargo, a_3 es menor que uno en los siguientes casos:

- Cuando la viscosidad del lubricante en las zonas de contacto entre las pistas de rodadura y los elementos rodantes es baja.
- Cuando la velocidad circunferencial de los elementos rodantes es muy baja.
- Cuando la temperatura del rodamiento es alta.
- Cuando el lubricante está contaminado por agua o materias extrañas.
- Cuando la desalineación de los anillos internos y externos es excesiva.

Es difícil determinar el valor correcto de a_1 para condiciones específicas de funcionamiento, porque existen muchos factores desconocidos. Dado que las condiciones de funcionamiento también influyen en el factor de propiedades especiales del rodamiento a_2 , existe la proposición de combinar a_2 y a_3 en una sola cantidad ($a_2 \times a_3$) en vez de considerarlos independientemente. En este caso, en condiciones normales de lubricación y funcionamiento, debería asumirse que el producto ($a_2 \times a_3$) es igual a uno. Sin embargo, si la viscosidad del lubricante es demasiado baja, el valor disminuye hasta 0,2.

Si no existe desalineación y se utiliza un lubricante de alta viscosidad para garantizar un grosor suficiente de la película, el producto de ($a_2 \times a_3$) puede estar cercano a dos.

Si selecciona un rodamiento basado en el índice básico de carga, es mejor seleccionar un factor de fiabilidad a_1 adecuado para el uso previsto y un valor C/P o f_n determinado empíricamente y derivado de resultados anteriores en cuanto a lubricación, temperatura, condiciones de montaje, etc. en máquinas similares.

Las ecuaciones del índice básico de vida (5.1), (5.2), (5.5) y (5.6) ofrecen resultados satisfactorios para una amplia gama de cargas de rodamientos. Sin embargo, las cargas demasiado elevadas pueden causar deformaciones del plástico en los puntos de contacto entre las bolas y los caminos de rodadura. Si P_r es superior a C_{0r} (índice de carga estática básica) o a $0,5 C_r$ (el menor de los dos) para rodamientos radiales, o si P_a es superior a $0,5 C_a$ para rodamientos de apoyo, consulte con NSK para establecer la aplicabilidad de las ecuaciones del índice de vida frente a la fatiga.

Tabla 5.4 Factor de fiabilidad a_1

Fiabilidad (%)	90	95	96	97	98	99
a_1	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

5.3 Cálculo de las cargas del rodamiento

Las cargas aplicadas sobre los rodamientos generalmente incluyen el peso de la estructura que éstos deben soportar, el peso de los elementos giratorios en sí, la potencia de transmisión de los engranajes y las correas, la carga ocasionada por el funcionamiento de la máquina donde se utilizan los rodamientos, etc. Estas cargas pueden calcularse teóricamente, pero algunas de ellas resultan difíciles de estimar. Así pues, se hace necesario corregir las estimaciones utilizando datos obtenidos empíricamente.

5.3.1 Factor de carga

Cuando se ha calculado matemáticamente una carga radial o axial, la carga real sobre el rodamiento puede ser superior a la carga calculada debido a la vibración y a los impactos producidos durante el funcionamiento de la máquina. La carga real puede calcularse utilizando la siguiente ecuación:

$$\left. \begin{aligned} F_r &= f_w \cdot F_{rc} \\ F_a &= f_w \cdot F_{ac} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.8)$$

donde F_r, F_a : Cargas aplicadas sobre el rodamiento (N), {kgf}

F_{rc}, F_{ac} : Carga calculada teóricamente (N), {kgf}

f_w : Factor de carga

Los valores mostrados en la Tabla 5.5 se utilizan normalmente para el factor de carga f_w .

Tabla 5.5 Valores del factor de carga f_w

Condiciones de funcionamiento	Aplicaciones típicas	f_w
Funcionamiento suave libre de impactos	Motores eléctricos, máquinas herramienta, acondicionadores de aire	1.0~1.2
Funcionamiento normal	Ventiladores, compresores, ascensores, grúas, máquinas para fabricación de papel	1.2~1.5
Funcionamiento acompañado de impactos y vibraciones	Maquinaria para la construcción, trituradoras, cribas, Trenes de laminación	1.5~3

5.3.2 Cargas del rodamiento en aplicaciones de transmisión por correas o cadenas

La fuerza actúa sobre la polea o la rueda dentada o bien cuando la potencia se transmite por medio de una correa o cadena se calcula utilizando las siguientes ecuaciones.

$$\left. \begin{aligned} M &= 9\,550\,000H / n \dots (N \cdot mm) \\ &= 974\,000H / n \dots (kgf \cdot mm) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.9)$$

$$P_k = M/r \dots\dots\dots (5.10)$$

donde M : Par sobre la polea o la rueda dentada (kgf·mm), {kgf·mm}

P_k : Fuerza efectiva transmitida por la correa o la cadena (N), {kgf}

H : Potencia transmitida (kW)

n : Velocidad (rpm)

r : Radio efectivo de la polea o de la rueda dentada (mm)

Cuando calcule la carga sobre un eje de la polea, debe incluir la tensión de la correa. Así, para calcular la carga real K_b en el caso de una transmisión por correa, la potencia de transmisión efectiva se multiplica por el factor de la correa f_b , que representa la tensión de la correa. Los valores del factor de la correa f_b para tipos diferentes de correas se muestran en la Tabla 5.6.

$$K_b = f_b \cdot P_k \dots\dots\dots (5.11)$$

En caso de una transmisión por cadena, los valores correspondientes a f_b deberían ser de 1,25 a 1,5.

Tabla 5.6 Factor de la correa f_b

Tipo de correa	f_b
Correas dentadas	1.3 ~ 2.0
Correas en V	2.0 ~ 2.5
Correas planas con polea de tensión	2.5 ~ 3.0
Correas planas	4.0 ~ 5.0

5.3.3 Cargas del rodamiento en aplicaciones de transmisión por engranajes

Las cargas impuestas sobre los engranajes en este tipo de transmisiones dependen del tipo de engranajes utilizados. En el caso más sencillo de engranajes rectos, la carga se calcula de la manera siguiente:

$$M = 9\,550\,000H / n \dots (N \cdot mm) \left\{ \dots \dots \dots (5.12) \right.$$

$$= 974\,000H / n \dots (kgf \cdot mm) \left\{ \dots \dots \dots (5.12) \right.$$

$$P_k = M/r \dots \dots \dots (5.13)$$

$$S_k = P_k \tan \theta \dots \dots \dots (5.14)$$

$$K_c = \sqrt{P_k^2 + S_k^2} = P_k \sec \theta \dots \dots \dots (5.15)$$

donde M : Par aplicado al engranaje (N-mm), {kgf-mm}
 P_k : Fuerza tangencial sobre el engranaje (N), {kgf}
 S_k : Fuerza radial sobre el engranaje (N), {kgf}
 K_c : Fuerza combinada impuesta sobre el engranaje (N), {kgf}
 H : Potencia transmitida (kW)
 n : Velocidad (rpm)
 r : Radio del círculo de paso del engranaje de transmisión (mm)
 θ : Ángulo de presión

Además de la carga teórica calculada anteriormente, deberían incluirse las vibraciones y los impactos (que dependen de la precisión de acabado del engranaje) utilizando el factor del engranaje f_g multiplicando la carga calculada teóricamente por este factor.

Los valores de f_g deberían ser generalmente los de la Tabla 5.7. Cuando el funcionamiento del engranaje venga acompañado de vibraciones de otras fuentes, la carga real se obtiene multiplicando el factor de carga por este factor del engranaje.

Tabla 5.7 Valores del factor del engranaje f_g

Precisión de acabado del engranaje	f_g
Engranajes rectificadas de precisión	1.0~1.1
Engranajes mecanizados ordinarios	1.1~1.3

5.3.4 Distribución de la carga en los rodamientos

En los ejemplos sencillos mostrados en las Figs. 5.5 y 5.6, las cargas radiales sobre los rodamientos 1 y 2 pueden calcularse utilizando las siguientes ecuaciones:

$$F_{CI} = \frac{b}{c} K \dots \dots \dots (5.16)$$

$$F_{CII} = \frac{a}{c} K \dots \dots \dots (5.17)$$

donde F_{CI} : Carga radial aplicada sobre el rodamiento 1 (N), {kgf}

F_{CII} : Carga radial aplicada sobre el rodamiento 2 (N), {kgf}

K : Carga del eje (N), {kgf}

Cuando estas cargas se aplican simultáneamente, primero debe obtenerse la carga radial de cada una, y luego puede calcularse la suma de los vectores de acuerdo con la dirección de carga.

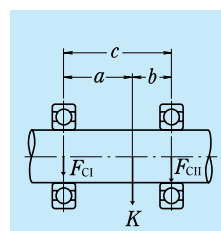


Fig. 5.5 Distribución de la carga radial (1)

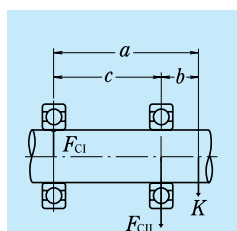


Fig. 5.6 Distribución de la carga radial (2)

5.3.5 Media de carga fluctuante

Cuando la carga aplicada sobre los rodamientos fluctúa, se debe calcular una carga media que ofrezca la misma vida del rodamiento que la carga fluctuante.

(1) Cuando la relación entre la carga y la velocidad de rotación se divide en los siguientes pasos (Fig. 5.7)

Carga F_1 : Velocidad n_1 ; Tiempo de funcionamiento t_1

Carga F_2 : Velocidad n_2 ; Tiempo de funcionamiento t_2

...

Carga F_n : Velocidad n_n ; Tiempo de funcionamiento t_n

Entonces, la carga media F_m puede calcularse utilizando la siguiente ecuación:

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p n_1 t_1 + F_2^p n_2 t_2 + \dots + F_n^p n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} \dots \dots \dots (5.18)$$

donde F_m : Carga fluctuante media (N), {kgf}

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para rodamientos de rodillos

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

La velocidad media puede calcularse de la siguiente manera:

$$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \quad (5.19)$$

(2) Cuando la carga fluctúa casi linealmente (Fig. 5.8), la carga media puede calcularse de la siguiente manera:

$$F_m = \frac{1}{3}(F_{\min} + 2F_{\max}) \quad (5.20)$$

donde F_{\min} : Valor mínimo de la carga fluctuante (N), {kgf}

F_{\max} : Valor máximo de la carga fluctuante (N), {kgf}

(3) Cuando la fluctuación de la carga es similar a una onda sinusoidal (Fig. 5.9), puede calcularse un valor aproximado para la carga media F_m a partir de la siguiente ecuación:

En el caso de la Fig. 5.9 (a)

$$F_m = 0.65 F_{\max} \quad (5.21)$$

En el caso de la Fig. 5.9 (b)

$$F_m = 0.75 F_{\max} \quad (5.22)$$

(4) Cuando se aplican tanto una carga giratoria como una carga estacionaria (Fig. 5.10).

F_R : Carga giratoria (N), {kgf}

F_S : Carga estacionaria (N), {kgf}

Puede calcularse un valor aproximado para la carga media F_m de la siguiente manera:

a) Donde $F_R \geq F_S$

$$F_m = F_R + 0.3 F_S + 0.2 \frac{F_S^2}{F_R} \quad (5.23)$$

b) Donde $F_R < F_S$

$$F_m = F_S + 0.3 F_R + 0.2 \frac{F_R^2}{F_S} \quad (5.24)$$

5.4 Carga equivalente

En algunos casos, las cargas que se aplican sobre los rodamientos son puramente radiales o axiales; sin embargo, en la mayoría de los casos, las cargas son una combinación de ambos tipos. Además, estas cargas normalmente fluctúan tanto en magnitud como en dirección. En estos casos, las cargas aplicadas realmente a los rodamientos no pueden utilizarse para los cálculos de la vida de los rodamientos; por lo tanto, se debería estimar una carga hipotética con una magnitud constante y que pase por el centro del rodamiento, y que ofrezca la misma vida de rodamiento que debería tener el rodamiento bajo las condiciones de carga y rotación reales. Este tipo de carga hipotética se llama carga equivalente.

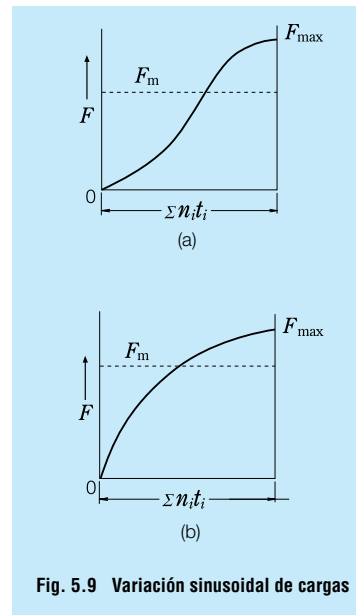


Fig. 5.9 Variación sinusoidal de cargas

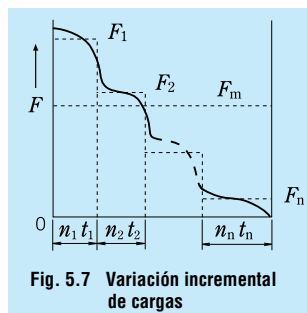


Fig. 5.7 Variación incremental de cargas

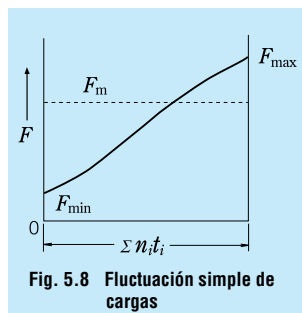


Fig. 5.8 Fluctuación simple de cargas

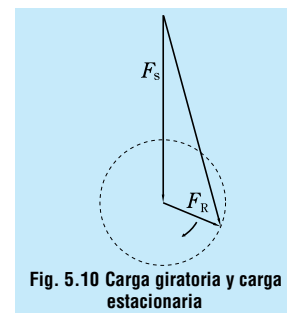


Fig. 5.10 Carga giratoria y carga estacionaria

5.4.1 Cálculo de las cargas equivalentes

La carga equivalente sobre los rodamientos radiales puede calcularse utilizando la siguiente ecuación:

$$P = XF_r + YF_a \dots \dots \dots (5.25)$$

donde P : Carga equivalente (N), {kgf}

F_r : Carga radial (N), {kgf}

F_a : Carga axial (N), {kgf}

X : Factor de carga radial

Y : Factor de carga axial

Los valores de X y Y se muestran en las tablas de rodamientos. La carga radial equivalente para rodamientos de rodillos radiales con $\alpha = 0^\circ$ es

$$P = F_r$$

En general, los rodamientos de bolas de apoyo no pueden soportar cargas radiales, mientras que los rodamientos de rodillos de apoyo esféricos pueden soportar parte de dichas cargas. En este caso, la carga equivalente puede calcularse utilizando la siguiente ecuación:

$$P = F_a + 1.2 F_r \dots \dots \dots (5.26)$$

donde $\frac{F_r}{F_a} \leq 0.55$

5.4.2 Componentes de la carga axial en rodamientos de bolas de contacto angular y en rodamientos de rodillos cónicos

El centro de carga efectivo de los rodamientos de bolas de contacto angular y de los rodamientos de rodillos cónicos se encuentra en el punto de intersección de la línea del centro del eje y la línea que representa la carga aplicada por el anillo exterior sobre el elemento de rodadura, tal como se muestra en la Fig. 5.11. En las tablas de rodamientos se muestra este centro de carga efectivo para cada rodamiento.

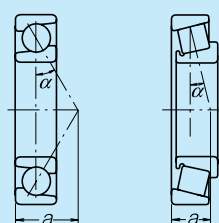


Fig. 5.11 Centros de carga efectiva

Cuando se aplican cargas radiales a estos tipos de rodamientos, se produce una componente de carga en la dirección axial. Para compensar esta carga de la componente, se utilizan rodamientos del mismo tipo en parejas, colocados cara a cara o espalda contra espalda. Estas cargas axiales pueden calcularse utilizando la siguiente ecuación:

$$F_{ai} = \frac{0.6}{Y} F_r \dots \dots \dots (5.27)$$

donde F_{ai} : Carga del componente en la dirección axial (N), {kgf}

F_r : Carga radial (N), {kgf}

Y : Factor de carga axial

Se considera que las cargas radiales F_{rI} y F_{rII} se aplican sobre los rodamientos I y II (Fig. 5.12) respectivamente, y la carga axial externa F_{ae} se aplica según el esquema. Si los factores de carga axial son Y_I , Y_{II} y el factor de carga radial es X , entonces las cargas equivalentes P_I , P_{II} pueden calcularse de la manera siguiente:

donde $F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} \geq \frac{0.6}{Y_I} F_{rI}$

$$\left. \begin{aligned} P_I &= XF_{rI} + Y_I \left(F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} \right) \\ P_{II} &= F_{rII} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5.28)$$

donde $F_{ae} + \frac{0.6}{Y_I} F_{rI} \geq \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII}$

$$\left. \begin{aligned} P_I &= F_{rI} \\ P_{II} &= XF_{rII} + Y_{II} \left(\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} - F_{ae} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5.29)$$

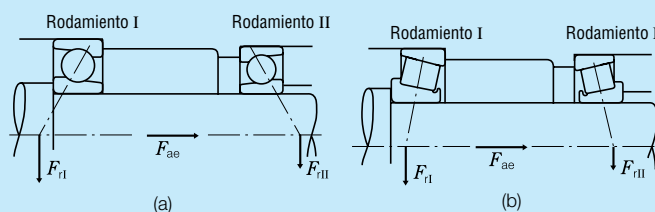


Fig. 5.12 Cargas en disposiciones espalda a espalda

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

5.5 Índices de carga estática y cargas estáticas equivalentes

5.5.1 Índices de carga estática

Cuando están sometidos a una carga excesiva o a una carga de impacto intensa, los rodamientos rodantes pueden sufrir una deformación permanente de los elementos rodantes, y si se sobrepasa el límite elástico la superficie de la pista de rodadura también puede sufrir dicha deformación. La deformación no elástica aumenta en zona y en profundidad a medida que aumenta la carga, y cuando ésta sobrepasa un cierto límite se dificulta el funcionamiento suave del rodamiento.

El índice de carga estática básica se define como la carga estática que produce la siguiente tensión de contacto calculada en el centro de la zona de contacto entre el elemento rodante sujeto a la máxima tensión y la superficie de la pista de rodadura.

Para rodamientos de bolas autoalineantes	4 600MPa {469 kgf/mm ² }
Para otros rodamientos de bolas	4 200MPa {428 kgf/mm ² }
Para los rodamientos de rodillos	4 000MPa {408 kgf/mm ² }

En esta zona de contacto de tensión más elevada, la suma de la deformación permanente del elemento rodante y la de la pista de rodadura es aproximadamente 0,0001 veces el diámetro del elemento rodante. El índice de carga estática básica C_0 se escribe C_{0r} para los rodamientos radiales y C_{0a} para los rodamientos de apoyo en las tablas de rodamientos.

Además, después de la modificación realizada por la ISO de los criterios para el índice de carga estática básica, los nuevos valores de C_0 para los rodamientos de bolas de NSK pasan a ser entre 0,8 y 1,3 veces los valores anteriores, y entre 1,5 y 1,9 veces para los rodamientos de rodillos. En consecuencia, los valores del factor de carga estática permisible f_s también han cambiado, de modo que deberá tenerlo en cuenta.

5.5.2 Cargas estáticas equivalentes

La carga estática equivalente es una carga hipotética que produce una tensión de contacto igual a la tensión máxima descrita anteriormente en condiciones reales, mientras el rodamiento está estacionario (incluyendo una rotación u oscilación muy lentas), en la zona de contacto entre el elemento rodante que soporta más tensión y la pista de rodadura del rodamiento. La carga radial estática que pasa a través del centro del rodamiento se toma como carga estática equivalente para los rodamientos radiales, mientras que la carga estática axial en la dirección que coincide con el eje central se toma como carga estática equivalente para los rodamientos de apoyo.

(a) Carga estática equivalente en los rodamientos radiales

El mayor de los dos valores calculados mediante las siguientes ecuaciones se debe adoptar como la carga estática equivalente para los rodamientos radiales.

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad (5.30)$$

$$P_o = F_r \quad (5.31)$$

donde P_o : Carga equivalente estática (N), {kgf}

F_r : Carga radial (N), {kgf}

F_a : Carga axial (N), {kgf}

X_o : Factor de carga radial estática

Y_o : Factor de carga axial estática

(b) Carga estática equivalente en los rodamientos de apoyo

$$P_o = X_o F_r + F_a \quad \alpha \neq 90^\circ \quad (5.32)$$

donde P_o : Carga equivalente estática (N), {kgf}

α : Ángulo de contacto

Cuando $F_a < X_o F_r$, esta ecuación resulta menos precisa.

Los valores de X_o e Y_o para las ecuaciones (5.30) y (5.32) se muestran en las tablas de rodamientos.

La carga estática equivalente para los rodamientos de rodillos de apoyo es

$$\alpha = 90^\circ \text{ es } P_o = F_a$$

5.5.3 Factor de carga estática permisible

La carga equivalente estática permisible en los rodamientos varía dependiendo del índice de carga estática básica, así como su aplicación y condiciones de funcionamiento.

El factor de carga estática permisible f_s es un factor de seguridad que se aplica al índice de carga estática básica, y está definido por la relación de la Ecuación (5.33). Los valores recomendados en general para f_s se muestran en la Tabla 5.8. De acuerdo con las modificaciones del índice de carga estática, se revisaron los valores de f_s , especialmente para los rodamientos cuyos valores de C_0 aumentaron; por favor, recuerde este aspecto al seleccionar los rodamientos.

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad (5.33)$$

donde C_o : Índice de carga estática básica (N), {kgf}

P_o : Carga equivalente estática (N), {kgf}

Para rodamientos de rodillos de empuje esféricos, los valores de f_s deberían ser superiores a 4.

Tabla 5.8 Valores del factor f_s de carga estática permisible

Condiciones de funcionamiento	Valor mínimo de f_s	
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Aplicaciones con bajo nivel de ruido	2.0	3.0
Rodamientos sujetos a vibraciones y cargas de impacto	1.5	2.0
Condiciones de funcionamiento normales	1.0	1.5

5.6 Cargas axiales máximas permisibles para rodamientos de rodillos cilíndricos

Los rodamientos de rodillos cilíndricos cuyos anillos interno y externo presentan anillos guía (suelos o no) o collares de empuje son capaces de soportar cargas radiales y cargas axiales limitadas simultáneamente. La carga axial máxima permisible está limitada por un incremento anormal de la temperatura o deformación por calor debida a la fricción por deslizamiento entre las caras laterales de los rodillos y la cara del reborde.

La carga axial máxima permisible para los rodamientos de la serie dimensional 3, cargados continuamente y lubricados con grasa o aceite, se muestra en la Fig. 5.13.

Lubricación con grasa (ecuación empírica)

$$C_A = 9.8 f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n + 1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \dots (N) \quad \dots (5.34)$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n + 1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \dots \{ \text{kgf} \}$$

Lubricación con aceite (ecuación empírica)

$$C_A = 9.8 f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n + 1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \dots (N) \quad \dots (5.35)$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n + 1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \dots \{ \text{kgf} \}$$

donde C_A : Carga axial permisible (N), {kgf}
 d : Diámetro interno del rodamiento (mm)
 n : Velocidad (rpm)

f : Factor de carga

Intervalo de carga	Valor de f
Continuo	1
Intermitente	2
Sólo periodos cortos	3

k : Factor de tamaño

Serie dimensional	Valor de k
2	0.75
3	1
4	1.2

Además, para que los rodamientos de rodillos cilíndricos tengan una capacidad de carga axial constante, deben tomarse las siguientes precauciones con los rodamientos y su entorno:

- Cuando se aplican cargas axiales, también deben aplicarse cargas radiales.
- Debe aplicarse suficiente lubricante entre las caras laterales de los rodillos y los rebordes.
- Debe utilizarse grasa de calidad superior para presiones extremas.
- Debe llevarse a cabo un rodaje suficiente.
- La precisión del montaje debe ser buena.
- El juego radial no debe ser mayor de lo necesario.

En aquellos casos en los que la velocidad del rodamiento es extremadamente lenta, o si la velocidad supera el límite en más del 50%, o si el diámetro del núcleo es superior a los 200 mm, debe estudiarse detenidamente cada caso en lo referente a lubricación, refrigeración, etc. En dichos casos, consulte a NSK.

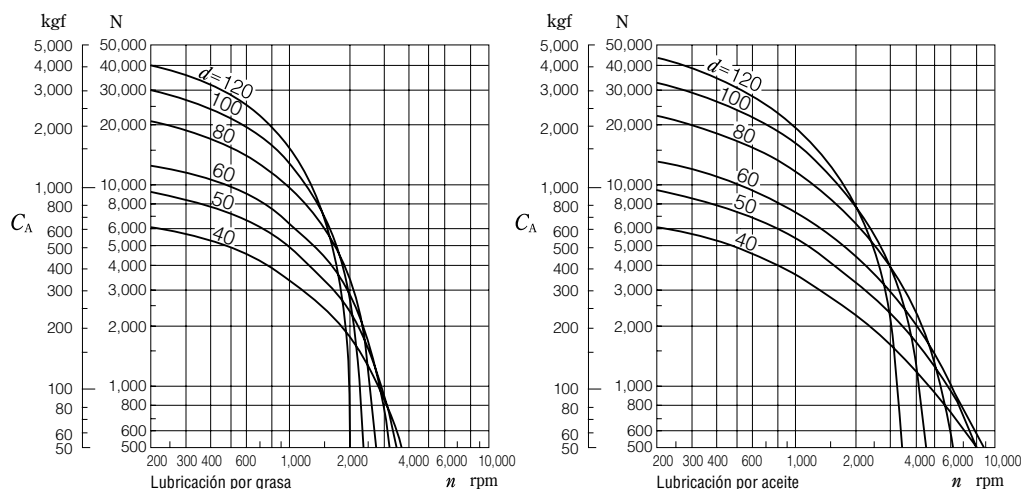


Fig. 5.13 Carga axial permisible para rodamientos de rodillos cilíndricos

Para rodamientos de la serie de diámetro 3 ($k=1.0$) que operan bajo una carga continua y lubricados con grasa o aceite.

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

5.7 Ejemplos de cálculos de rodamientos

(Ejemplo 1)

Obtenga el factor de vida de fatiga f_h de un rodamiento rígido de bolas de una hilera de ranura profunda **6208** cuando se utiliza bajo una carga radial $F_r=2\,500\text{ N}$, $\{255\text{ kgf}\}$ y velocidad $n=900\text{ rpm}$.

El índice básico de carga C_r de **6208** es de $29\,100\text{ N}$, $\{2\,970\text{ kgf}\}$ (Tabla de rodamientos, página B10). Sólo se aplica una carga radial, por lo que la carga P equivalente puede obtenerse de la manera siguiente:

$$P = F_r = 2\,500\text{ N}, \quad \{255\text{ kgf}\}$$

La velocidad es $n = 900\text{ rpm}$, por lo que el factor de velocidad f_n puede obtenerse a partir de la ecuación de la Tabla 5.2 (Página A25) o de la Fig. 5.3 (Página A26).

$$f_n = 0.333$$

El factor de vida de fatiga f_h , en estas condiciones, puede calcularse de la manera siguiente:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29\,100}{2\,500} = 3.88$$

Este valor es adecuado para aplicaciones industriales, acondicionadores de aire que se utilizan regularmente, y según la ecuación de la Tabla 5.2 o de la Fig. 5.4 (Página A26), corresponde aproximadamente a $29\,000$ horas de vida de servicio.

(Ejemplo 2)

Seleccione un rodamiento rígido de bolas de una hilera de ranura profunda con un diámetro interior de 50 mm y un diámetro exterior inferior a 100 mm que cumpla con las siguientes condiciones:

Carga radial $F_r = 3\,000\text{ N}$, $\{306\text{ kgf}\}$

Velocidad $n=1\,900\text{ rpm}$

Índice básico de vida $L_h \geq 10\,000\text{ h}$

El factor de vida de fatiga f_h de los rodamientos de bolas con un índice de vida de fatiga superior a las $10\,000$ horas es $f_h \geq 2.72$

Porque $f_h = 0.26$, $P = F_r = 3\,000\text{ N}$, $\{306\text{ kgf}\}$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.26 \times \frac{C_r}{3\,000} \geq 2.72$$

por lo tanto, $C_r \geq 2.72 \times \frac{3\,000}{0.26} = 31\,380\text{ N}$, $\{3\,200\text{ kgf}\}$

Entre los datos mostrados en la tabla de rodamientos de la Página B12, debería seleccionar **6210** como uno que cumple las anteriores condiciones.

(Ejemplo 3)

Obtener C_r/P o el factor de vida de fatiga f_h cuando se añade una carga axial $F_a=1\,000\text{ N}$, $\{102\text{ kgf}\}$ a las condiciones del (Ejemplo 1)

Si se aplican la carga radial F_r y la carga axial F_a sobre un rodamiento rígido de bolas de una hilera de ranura profunda **6208**, la carga dinámica equivalente P deberá calcularse de acuerdo con el siguiente procedimiento.

Obtenga el factor de carga radial X , el factor de carga axial Y y la constante e , que depende de la magnitud de $f_0 F_a / C_{or}$, en la tabla situada encima de la tabla de rodamientos rígidos de bolas de una hilera de ranura profunda.

El índice de carga estática básica C_{or} del rodamiento de bolas **6208** es de

$17\,900\text{ N}$, $\{1\,820\text{ kgf}\}$ (Página B10)

$$f_0 F_a / C_{or} = 14.0 \times 1\,000 / 17\,900 = 0.782$$

$$e \approx 0.26$$

$$\text{y } F_a / F_r = 1\,000 / 2\,500 = 0.4 > e$$

$$X = 0.56$$

$$Y = 1.67 \quad (\text{el valor de } Y \text{ se obtiene por interpolación lineal})$$

Por lo tanto, la carga dinámica equivalente P es

$$\begin{aligned} P &= X F_r + Y F_a \\ &= 0.56 \times 2\,500 + 1.67 \times 1\,000 \\ &= 3\,070\text{ N}, \quad \{313\text{ kgf}\} \end{aligned}$$

$$\frac{C_r}{P} = \frac{29\,100}{3\,070} = 9.48$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.333 \times \frac{29\,100}{3\,070} = 3.16$$

Este valor de f_h corresponde aproximadamente a $15\,800$ horas para rodamientos de bolas.

(Ejemplo 4)

Seleccione un rodamiento de rodillos esféricos de la serie 231 que cumpla con las siguientes condiciones:

Carga radial $F_r = 45\,000\text{ N}$, $\{4\,950\text{ kgf}\}$

Carga axial $F_a = 8\,000\text{ N}$, $\{816\text{ kgf}\}$

Velocidad $n=500\text{ rpm}$

Índice básico de vida $L_h \geq 30\,000\text{ h}$

El valor del factor de vida de fatiga f_h que hace $L_h \geq 30\,000\text{ h}$ es mayor que 3.45 en la Fig. 5.4 (Página A26).

La carga dinámica equivalente P de los rodamientos de rodillos esféricos se obtiene así:

cuando $F_a/F_r \leq e$

$$P = X F_r + Y X_a = F_r + Y_3 F_a$$

cuando $F_a/F_r > e$

$$P = X F_r + Y F_a = 0.67 F_r + Y_2 F_a$$

$$F_a/F_r = 8\,000/45\,000 = 0.18$$

Podemos ver en la tabla de rodamientos que el valor de e es aproximadamente de 0.3 y que el de Y_3 es aproximadamente de 2.2 para los rodamientos de la serie 231:

Por lo tanto, $P = X F_r + Y F_a = F_r + Y_3 F_a$

$$= 45\,000 + 2.2 \times 8\,000 \\ = 62\,600\text{N}, \{6\,380\text{kgf}\}$$

Partiendo del factor de vida de fatiga f_h , el índice de carga básico puede obtenerse de la siguiente manera:

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = 0.444 \times \frac{C_r}{62\,600} \geq 3.45$$

en consecuencia, $C_r \geq 490\,000\text{N}$, $\{50\,000\text{kgf}\}$

Entre los rodamientos de rodillos esféricos de la serie 231 que satisfacen este valor de C_r , el menor es **23126C**

($C_r = 505\,000\text{N}$, $\{51\,500\text{kgf}\}$)

Una vez determinado el rodamiento, sustituya el valor de Y_3 en la ecuación y obtenga el valor de P .

$$P = F_r + Y_3 F_a = 45\,000 + 2.2 \times 8\,000 \\ = 64\,200\text{N}, \{6\,550\text{kgf}\}$$

$$L_h = 500 \left(f_n \frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \\ = 500 \left(0.444 \times \frac{505\,000}{64\,200} \right)^{\frac{10}{3}} \\ = 500 \times 3.49^{\frac{10}{3}} \approx 32\,000\text{h}$$

(Ejemplo 5)

Asuma que los rodamientos de rodillos cónicos HR30305DJ y HR30206J se utilizan en una disposición espalda contra espalda como se muestra en la Fig. 5.14, y que la distancia entre las caras posteriores de la copa es de 50 mm.

Calcule el índice básico de vida de cada rodamiento cuando se aplique la carga radial $F_r = 5\,500\text{N}$, $\{561\text{kgf}\}$, y la carga axial $F_{ae} = 2\,000\text{N}$, $\{204\text{kgf}\}$ al **HR30305DJ** tal como se muestra en la Fig. 5.14.

La velocidad es de 600 rpm.

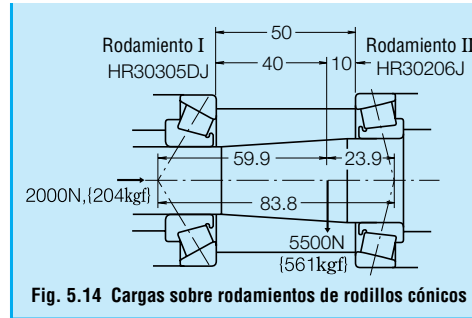


Fig. 5.14 Cargas sobre rodamientos de rodillos cónicos

Para distribuir la carga radial F_r entre los rodamientos I y II, los centros efectivos de carga deben estar localizados para los rodamientos de rodillos cónicos. Obtenga el centro efectivo de carga a para los rodamientos I y II desde la tabla de rodamientos, y luego obtenga la posición relativa de la carga radial F_r y los centros efectivos de carga. El resultado será el mostrado en la Fig. 5.14. En consecuencia, la carga radial aplicada sobre los rodamientos I (**HR30305DJ**) y II (**HR30206J**) puede obtenerse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$F_{rI} = 5\,500 \times \frac{23.9}{83.8} = 1\,569\text{N}, \{160\text{kgf}\}$$

$$F_{rII} = 5\,500 \times \frac{59.9}{83.8} = 3\,931\text{N}, \{401\text{kgf}\}$$

Partiendo de los datos de la tabla de rodamientos, se obtienen los siguientes valores;

Rodamientos	Índice básico de carga dinámica C_r (N) (kgf)	Axial load factor Y_1	Constante e
Rodamiento I (HR30305DJ)	38 000 (3 900)	$Y_1 = 0.73$	0.83
Rodamiento II (HR30206J)	43 000 (4 400)	$Y_2 = 1.60$	0.38

Cuando se aplican cargas radiales sobre los rodamientos de rodillos cónicos, se produce un componente de carga axial que debe tenerse en cuenta para obtener la carga radial equivalente dinámica (consulte el Párrafo 5.4.2, Página A31).

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

$$F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII} = 2000 + \frac{0.6}{1.6} \times 3931 \\ = 3474 \text{ N, } \{354 \text{ kgf}\}$$

$$\frac{0.6}{Y_I} F_{rI} = \frac{0.6}{0.73} \times 1569 = 1290 \text{ N, } \{132 \text{ kgf}\}$$

Por lo tanto, con esta disposición de los rodamientos, la

carga axial $F_{ae} + \frac{0.6}{Y_{II}} F_{rII}$ se aplica sobre el rodamiento I pero no sobre el rodamiento II.

Para el rodamiento I

$$F_{rI} = 1569 \text{ N, } \{160 \text{ kgf}\}$$

$$F_{aI} = 3474 \text{ N, } \{354 \text{ kgf}\}$$

ya que $F_{aI} / F_{rI} = 2.2 > e = 0.83$

la carga dinámica equivalente $P_I = X F_{rI} + Y_I F_{aI}$

$$= 0.4 \times 1569 + 0.73 \times 3474$$

$$= 3164 \text{ N, } \{323 \text{ kgf}\}$$

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_I}$$

$$\text{El factor de vida de fatiga} \\ = \frac{0.42 \times 38000}{3164} = 5.04$$

$$\text{y el índice de vida de fatiga } L_h = 500 \times 5.04^{\frac{10}{3}} = 109750 \text{ h}$$

Para el rodamiento II

$$\text{ya que } F_{rII} = 3931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\} \quad F_{aII} = 0$$

la carga dinámica equivalente

$$P_{II} = F_{rII} = 3931 \text{ N, } \{401 \text{ kgf}\}$$

el factor de vida de fatiga

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P_{II}} = \frac{0.42 \times 43000}{3931} = 4.59$$

y se obtiene el índice de vida de fatiga

$$L_h = 500 \times 4.59^{\frac{10}{3}} = 80400 \text{ h}$$

Observaciones Para disposiciones cara a cara (tipo DF), consulte con NSK.

(Ejemplo 6)

Seleccione un rodamiento para un reductor de la velocidad bajo las siguientes condiciones:

Condiciones de funcionamiento

Carga radial $F_r = 245.000 \text{ N, } \{25.000 \text{ kgf}\}$

Carga axial $F_a = 49.000 \text{ N, } \{5.000 \text{ kgf}\}$

Velocidad $n = 500 \text{ rpm}$

Limitación de tamaño

Diámetro del eje: 300 mm

Diámetro interior del alojamiento: Menos de 500 mm

En esta aplicación se esperan cargas pesadas, impactos y desviación del eje; por lo tanto, lo más adecuado son rodamientos de rodillos esféricos.

Los siguientes rodamientos de rodillos esféricos cumplen con la anterior limitación de tamaño (consulte la Página B192)

d	D	B	Nº de rodamiento	Índice básico de carga dinámica C_r (N)	Constante e	Factor Y_3
300	420	90	23960 CAE4	1 230 000	0.19	3.5
	460	118	23060 CAE4	1 920 000	0.24	2.8
	460	160	24060 CAE4	2 310 000	0.32	2.1
	500	160	23160 CAE4	2 670 000	0.31	2.2
	500	200	24160 CAE4	3 100 000	0.38	1.8

ya que $F_a / F_r = 0.20 < e$

la carga dinámica equivalente P es

$$P = F_r + Y_3 F_a$$

Teniendo en cuenta el factor de vida de fatiga f_h en la Tabla 5.1 y los ejemplos de aplicaciones (consulte la Página A25), parece adecuado un valor de f_h entre 3 y 5.

$$f_h = f_n \frac{C_r}{P} = \frac{0.444 C_r}{F_r + Y_3 F_a} = 3 \sim 5$$

Assumiendo que $Y_3 = 2.1$, puede obtenerse el índice básico de carga necesario C_r

$$C_r = \frac{(F_r + Y_3 F_a) \times (3 \sim 5)}{0.444} \\ = \frac{(245000 + 2.1 \times 49000) \times (3 \sim 5)}{0.444} \\ = 2350000 \sim 3900000 \text{ N, } \\ \{240000 \sim 400000 \text{ kgf}\}$$

Los rodamientos que cumplen estos requisitos son **23160CAE4** y **24160CAE4**.

ANEXO 3: GUIA RAÍL

Miniature profile rail guides





The SKF® brand now stands for more than ever before, and means more to you as a valued customer.

While SKF maintains its leadership as the hallmark of quality bearings throughout the world, new dimensions in technical advances, product support and services have evolved SKF into a truly solutions-oriented supplier, creating greater value for customers.

These solutions encompass ways to bring greater productivity to customers, not only with breakthrough application-specific products, but also through leading-edge design simulation tools and consultancy services, plant asset efficiency maintenance programmes, and the industry's most advanced supply management techniques.

The SKF brand still stands for the very best in rolling bearings, but it now stands for much more.

SKF – the knowledge engineering company

Contents

3	Technical data
4	Application examples
5	Product features
6	Accuracy
7	Load carrying capacity
8	Order designations
9	Mounting details
10	Lubrication
11	Carriage dimensions
12	Accessories
12	Rail dimensions
13	LZM miniatures slides
15	Special designs (customisation)

Technical data

In response to the market trend for increased performance with a minimum of mounting space, SKF has extended its product range by a miniature profile rail guide.

The close cooperation with numerous customers combined with SKF's experience has resulted in a miniature rail guide design that sets new standards.

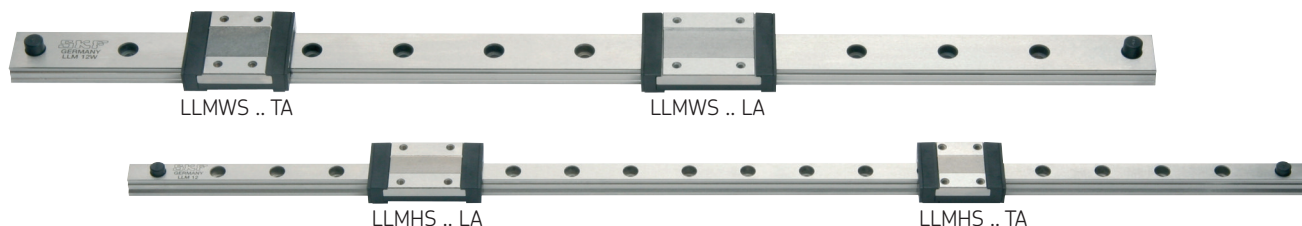
SKF offers its customers an excellent technical advisory service on the spot as well as a vast modular range for the performance increase of machines and installations.

In total SKF offers seven rail sizes and fourteen different types of carriages.

Miniature profile rails are universally applicable and preferably used in automation technology, electronics production, medical engineering and the pneumatic industry (see Application examples, page 4).

Types of rails, carriages and systems

Size		LLMHS_TA Standard	LLMHS_LA Standard, long	LLMWS_TA Wide	LLMWS_LA Wide, long
7	Rail	LLMHR 7	LLMHR 7	-	-
	Carrier	LLMHC 7 TA	LLMHC 7 LA	-	-
	System	LLMHS 7 TA	LLMHS 7 LA	-	-
9	Rail	LLMHR 9	LLMHR 9	LLMWR 9	LLMWR 9
	Carrier	LLMHC 9 TA	LLMHC 9 LA	LLMWC 9 TA	LLMWC 9 LA
	System	LLMHS 9 TA	LLMHS 9 LA	LLMWS 9 TA	LLMWS 9 LA
12	Rail	LLMHR 12	LLMHR 12	LLMWR 12	LLMWR 12
	Carrier	LLMHC 12 TA	LLMHC 12 LA	LLMWC 12 TA	LLMWC 12 LA
	System	LLMHS 12 TA	LLMHS 12 LA	LLMWS 12 TA	LLMWS 12 LA
15	Rail	LLMHR 15	LLMHR 15	LLMWR 15	LLMWR 15
	Carrier	LLMHC 15 TA	LLMHC 15 LA	LLMWC 15 TA	LLMWC 15 LA
	System	LLMHS 15 TA	LLMHS 15 LA	LLMWS 15 TA	LLMWS 15 LA



Technical data

Structure:

Four-point contact ball recirculation system with identical load angles and 2 ball recirculation paths per carriage for unlimited stroke

Range:

Four different types (7, 9, 12, 15) comprising different widths and carriage lengths

Rail material:

Stainless steel 1.4034 or equivalent

Carriage material:

Stainless steel 1.4034 or equivalent with return zones of POM

Ball material:

Stainless steel 1.3541

Sealing material:

Elastolan

Temperature range:

from -20 °C up to +80 °C

Speed:

up to 3 m/s max.

Acceleration:

up to 80 m/s² max.

Accuracy:

2 accuracy classes (P5, P1)

Stiffness:

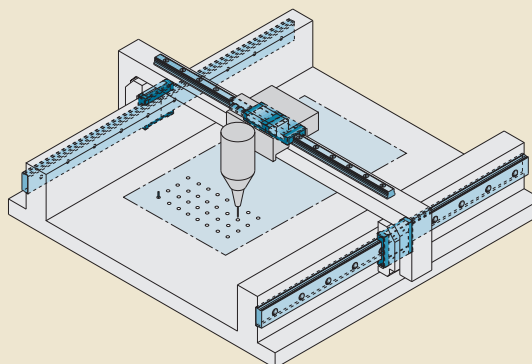
3 standard preload classes (T0, T1, T2)

Application examples

Electronics

PCB drilling and routing machine

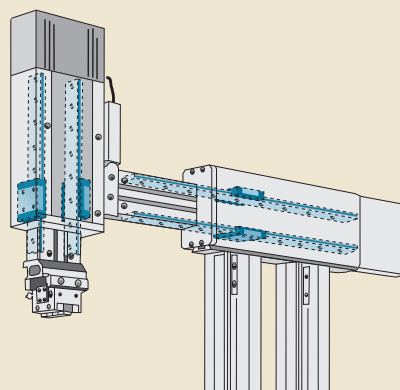
A flat-format and weight-saving design enables small machine dimensions. High power density results in shorter processing times.



Automation technology

Pick-and-place manipulators

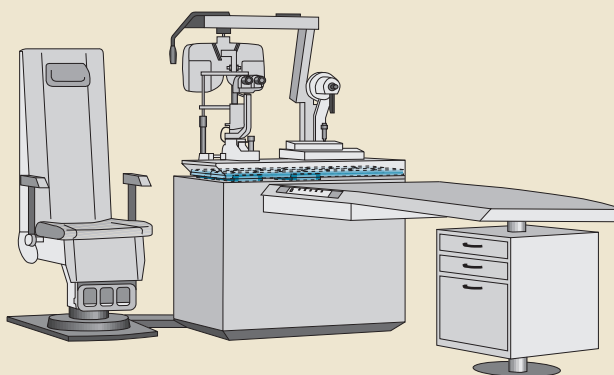
A low-mass guidance system coupled with aluminium profiles permits faster sequences of motion and higher cycle rates.



Medical equipment

Optical instruments

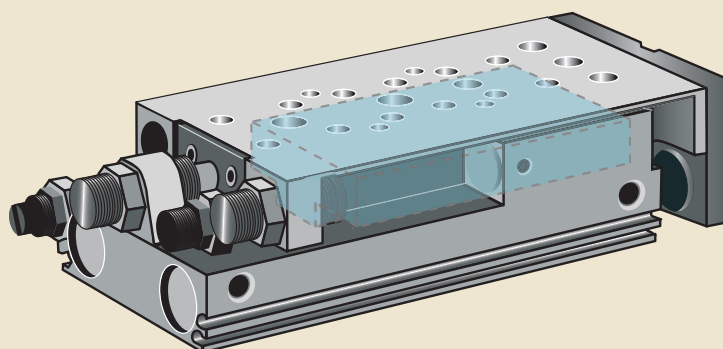
Ease of movement and corrosion-resistant materials ensure reliability in everyday use.



Pneumatic industry

Compact piston rod cylinder

High rigidity and load carrying capacity designed for long service life in "short stroke applications" (typical for pneumatic applications).



Product features

Maximum utilisation of mounting space

The compact design of the SKF miniature profile rail guides permits maximum performance on a minimum of mounting space. Dimensions and weights of machines and installations can be further reduced.

Rails

The rails are ground on all faces. The maximum rail lengths per piece are shown in the table opposite. SKF supplies the rails in lengths according to customer requirements. The distance measurement E (see Illustration page 11) is manufactured symmetrically, depending on the rail length.

Upon request, SKF can also supply special rails to customer drawings.

Carriages

A wide range of 14 different types of carriages, each available in three preload classes and with a choice between sealed and open types, permits optimum system designs tailored to the respective requirement profile.

Preload and stiffness

The determination of an appropriate preload renders the miniature profile rail guide suitable for widely varying operating conditions and changes the stiffness of the overall system. SKF recommends clearance-free systems (T0) for applications with constant load and low friction. For applications characterised by shock loads, vibration and alternating loads or torques, it is advisable to select a preloaded system (T1) and a (T2) system should be chosen for high torques and high stiffness.

Performance

For improved machinery performance, maximum speeds and accelerations under loads acting in all directions are possible. This permits more efficient processes and the reduction of cycle times.

Reliability

More than 90 years of SKF experience with rolling bearing geometry guarantee long product life. Maintenance

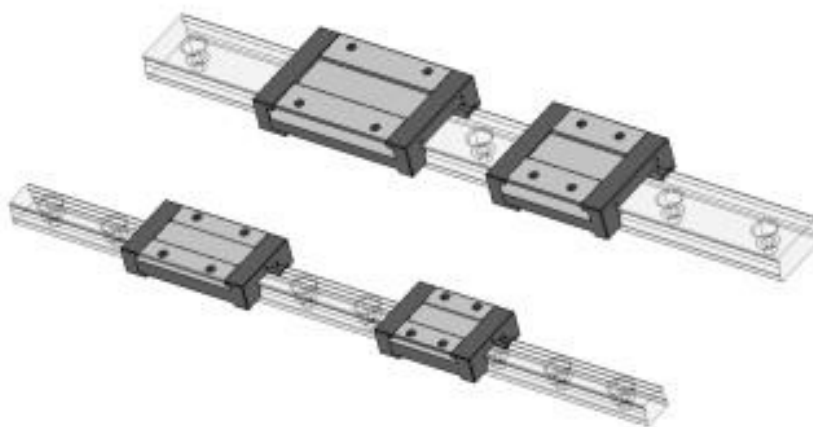
intervals are extended and the service life of machines and installations is increased.

Resistance

The use of stainless steel in combination with plastic components makes these guides universally applicable. The reliability in application engineering is increased and risks are eliminated.

Rail designation	Maximum rail length per piece*
LLMHR 7	1 000 mm
LLMHR 9 / LLMWR 9	1 000 mm
LLMHR 12 / LLMWR 12	1 000 mm
LLMHR 15 / LLMWR 15	1 000 mm

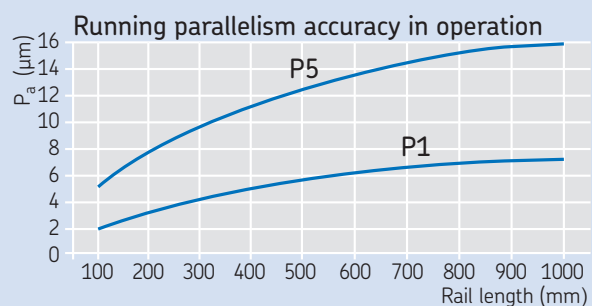
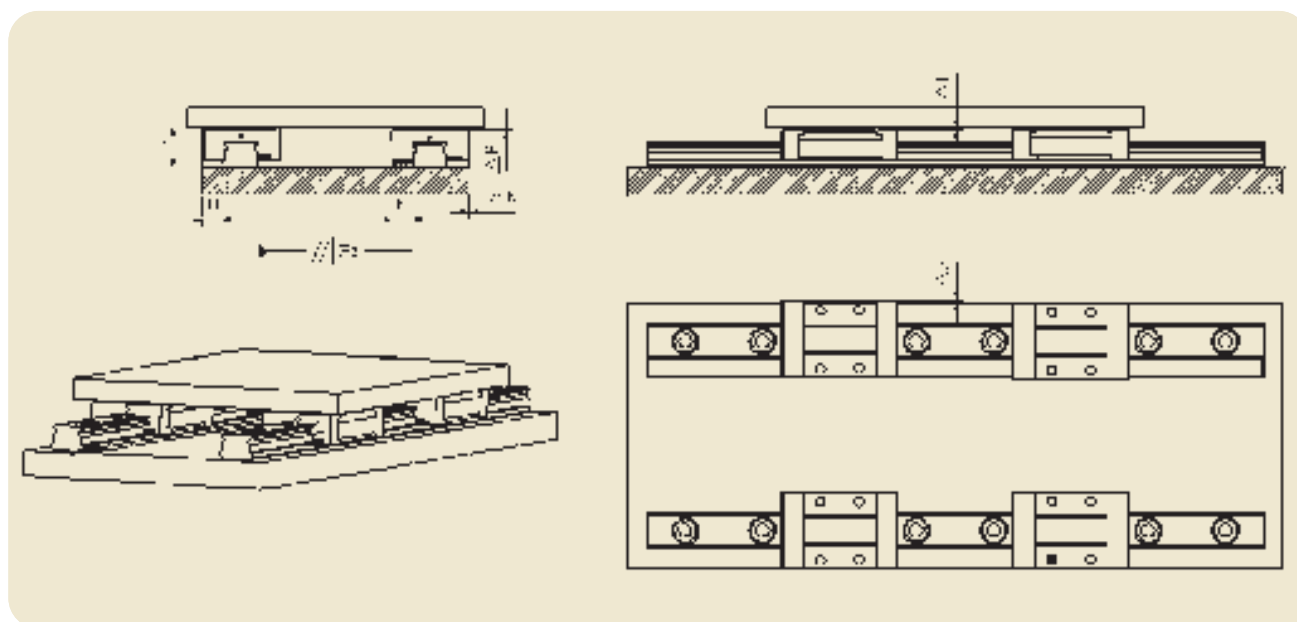
*For rail length > 1 000 mm, please contact SKF.



Preload class	Characteristics
T0	Clearance
T1	Light clearance up to light preload
T2	Preloaded system

further preload classes upon request

Accuracy



Dimension tolerances

	H (mm)	N (mm)
P1	$\pm 0,010$	$\pm 0,015$
P5	$\pm 0,020$	$\pm 0,025$

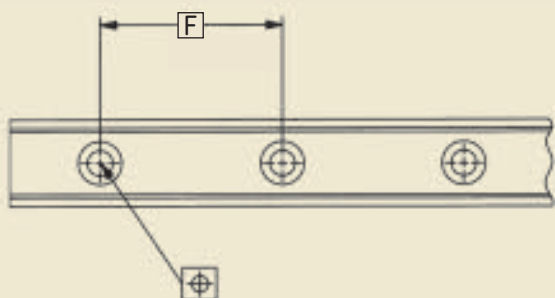
The tolerances apply over the entire guide length for any combination of carriage and rail.

Maximum tolerance for paired systems or carriages at identical rail position

	ΔH (mm)	ΔN (mm)
P1	0,007	0,007
P5	0,015	0,015

The dimensions ΔH and ΔN relate to the ideal centre of the carriage. Each dimension is derived from the mean value of two measured points with identical centre distance.

Distance tolerance



Position tolerance of rail attachment holes

$\oplus \quad \ominus \quad 0,3$

Load carrying capacity

Static load rating C_0

The static load rating C_0 is the load which corresponds to an arithmetical Hertzian Pressure of 4 200 MPa between raceway and balls. This pressure produces a permanent deformation of approximately 0,0001 of the ball diameter.

Static moments " M_A , M_B , M_C "

The permissible static moments correspond to a moment load that produces the same permanent deformation as in the static load rating C_0 .

Load direction

SKF miniature profile rail guides are designed to accommodate loads in all directions.

Dynamic load rating C

The dynamic load rating C is the constant load which gives a theoretical system life of 100 000 m of travel with a certainty of 90 %.

Life calculation

The life of a profile rail guide is defined as the total linear distance travelled before the appearance of the first signs of material fatigue on the raceways or rolling elements. Both in laboratory trials and in practice it is found that the life of apparently similar rail guides under completely identical operating conditions can differ. Calculation of the requisite bearing size therefore requires a clear statistic definition of the term bearing life. All references to dynamic load rating of profile rail guides apply to the basic rating life as covered by the ISO definition, in which life is understood as that operating period reached or exceeded by 90 % of a large group of identical bearings. The SKF life calculation is based on 100 000 metres of travel. Other calculation models assume merely 50 000 metres of travel. In such cases, the dynamic load ratings must be divided by a factor of 1,26 to ensure comparability with the SKF values.

Where the stroke length and frequency are constant it is often easier to calculate the basic rating life in hours of operation using the equation:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

L_{10} = basic rating life, 10^5 m

C = dynamic load rating, N

P = equivalent dynamic bearing load, N

$$L_{10h} = \frac{50\,000\,000}{s \cdot n \cdot 60} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

L_{10h} = basic rating life, hours of operation

s = stroke, mm

n = frequency of stroke, min^{-1}
(number of movements from one end position to the other end and back again)

Permissible operating conditions

Permissible maximum load

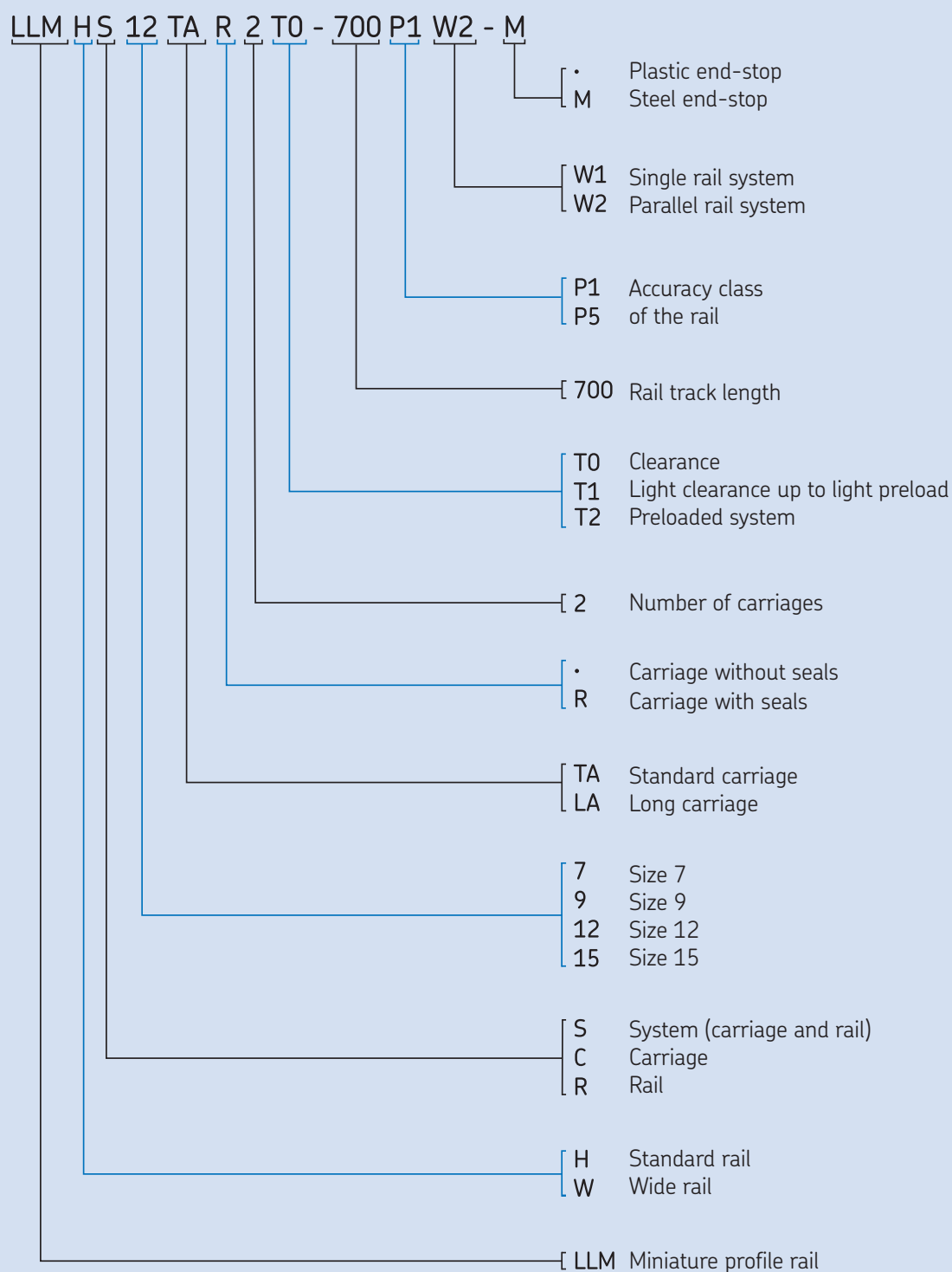
DIN 636, Part 2, stipulates that the calculation of bearing life is valid only when the equivalent dynamic loading of a profile rail guide does not exceed 0,5 C . Any higher loading leads to an imbalance of stress distribution which can have a negative effect on bearing life. Where such conditions prevail, the user should turn to SKF for recommendations and advice on bearing life calculation.

Requisite minimum load

In order to assure slip-free running of profile rail guides, they must be subjected to a certain minimum load. The general guideline is a minimum value of $P = 0,001 C$. The minimum load is of special importance in profile rail guides which operate at high speed or with high acceleration. In such cases, the inertia forces of the balls as well as the rolling friction in the lubricant can have an adverse effect on the rolling conditions in the guide and can lead to damaging slip conditions between the balls and raceways.

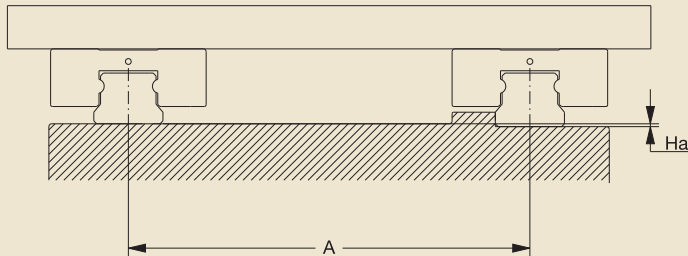
Order designation

The following designation system should be used for inquiries and orders.



Mounting details

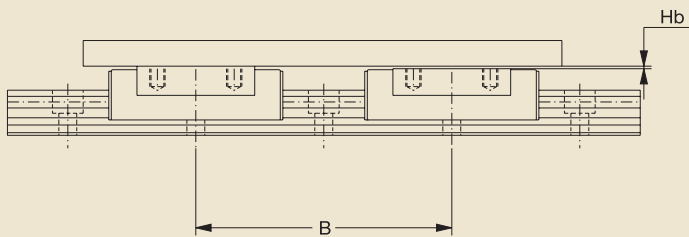
Permissible height deviation in transverse direction H_a



$$H_a = A \cdot Z$$

H_a = permissible height deviation (mm)
 A = distance of rails (mm)
 Z = calculation factor $T_0 \ 3,0 \cdot 10^{-4}$
 $T_1/T_2 \ 1,5 \cdot 10^{-4}$

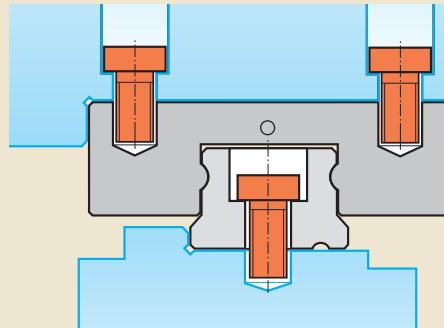
Permissible height deviation in longitudinal direction H_b



$$H_b = B \cdot 7 \cdot 10^{-5}$$

H_b = permissible height deviation (mm)
 B = distance of carriages (mm)

Ideal mounting arrangement



The illustration opposite shows the ideal mounting arrangement for miniature profile rail guides. Carriage and rail can be mounted at both sides, but their datum planes should be on the same side of the system. To ensure a neat abutment to the adjacent edges, these should feature a relief fillet.

Tightening torque of fixing bolts

Thread size	Maximum tightening torque Ncm
M 2	32
M 3	110
M 4	260
M 5	510

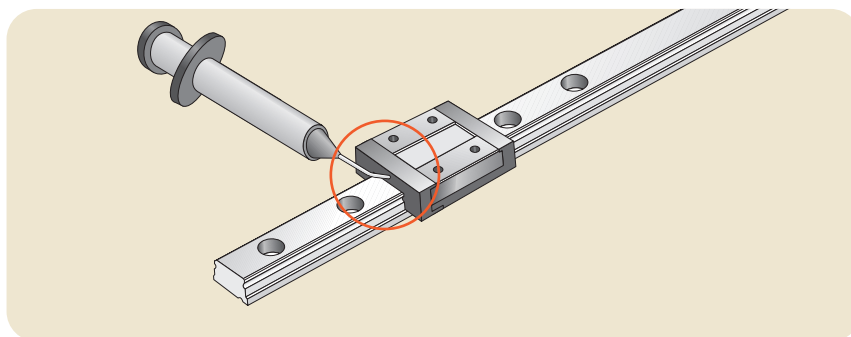
The opposite table shows the maximum tightening torques for fixing bolts depending on the thread size.

Lubrication

The relubrication intervals depend on the environmental conditions and the magnitude and type of load!

As the manufacturer is not familiar with the respective individual operating conditions, only tests carried out by the user or close observation can provide certainty about the appropriate relubrication intervals.

SKF miniature profile rails are pre-greased and are thus ready for use when delivered. The individual carriages can be relubricated through lubrication holes at the faces. Here, the relubrication intervals depend on the distance travelled as well as the cycles and environmental conditions.



Order designation	Size	
VM LLM 12	Standard 7, 9, 12,	Wide series 9 W, 12 W
VM LLM 15	15	15W

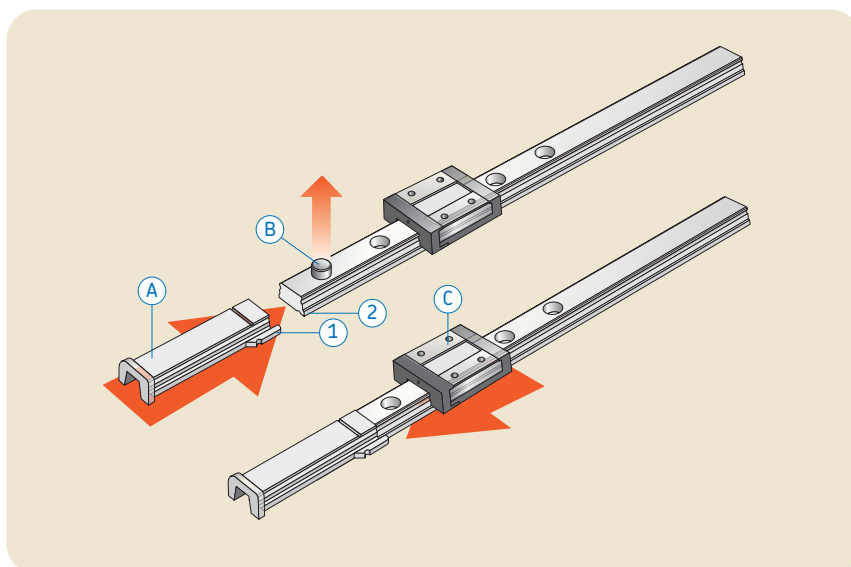
Carriages Mounting and dismounting

For dismounting the system pre-mounted by SKF, please observe the following instructions:

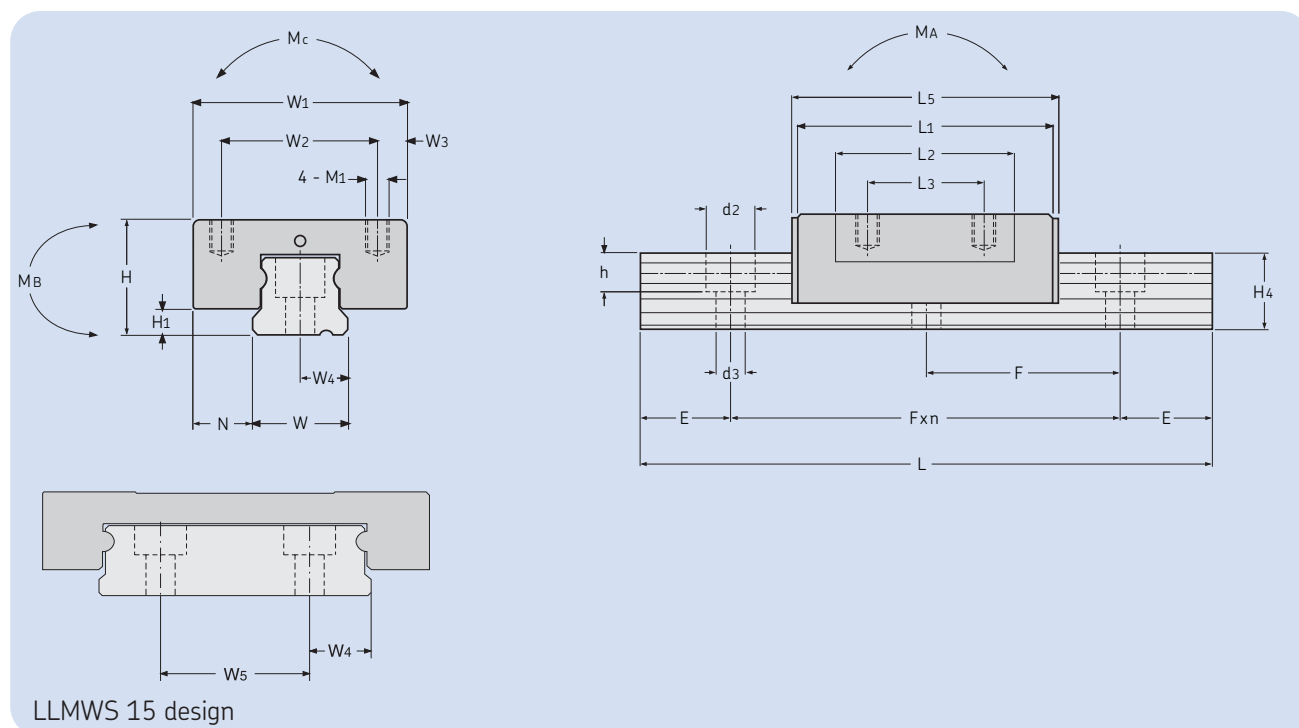
- Remove the end-stop ⑤ from the rail.
- Position side ① of the mounting rail ④ to the rail ② so that there is no misalignment or gap between rail and mounting rail.
- Slide the carriage ③ from the rail to the mounting rail and keep both rails in position while doing so.

For mounting the carriage onto the rail, please proceed in reverse order.

Attention: Please always use the enclosed mounting rail as the ball retention inside the carriage is not guaranteed otherwise.



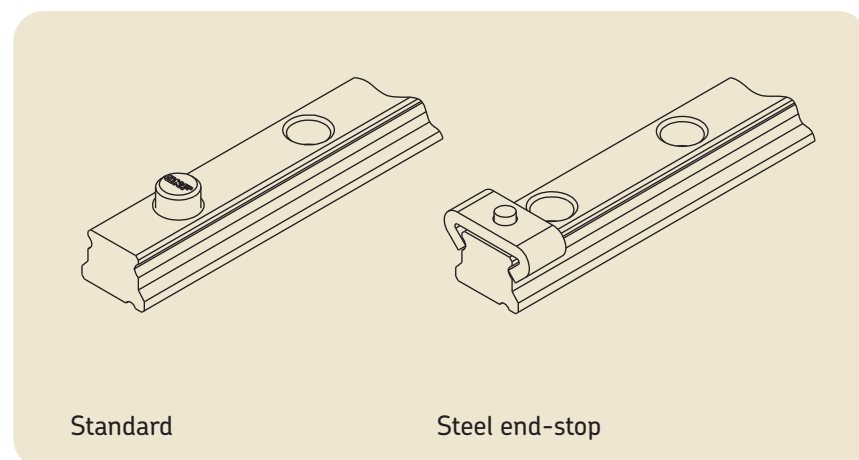
Carriage dimensions



Carriage dimensions

Designation	H (mm)	W ₁ (mm)	W ₃ (mm)	W ₂ (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	L ₃ (mm)	L ₅ (mm)	M ₁ (mm)	H ₁ (mm)	Weight (kg)
LLMHS 7 TA	8	17	2,5	12	22	16	8	23,5	M 2 x 2,5	1,5	0,01
LLMHS 7 LA					29,5	23,5	12	31			0,02
LLMHS 9 TA	10	20	2,5	15	30	21,5	10	32	M 3 x 3	2	0,02
LLMHS 9 LA					38,5	30	15	40,5			0,03
LLMWS 9 TA	12	30	4,5	21	36,5	28	12	40	M 3 x 3	2	0,04
LLMWS 9 LA			3,5	23	48,5	40	24	50,5			0,06
LLMHS 12 TA	13	27	3,5	20	33	23	15	36	M 3 x 3,5	3	0,03
LLMHS 12 LA					45	35	20	48			0,06
LLMWS 12 TA	14	40	6	28	42,5	32,5	15	45,5	M 3 x 3,5	3	0,08
LLMWS 12 LA					56	46	28	59			0,11
LLMHS 15 TA	16	32	3,5	25	41,5	29,5	20	44,5	M 3 x 4	4	0,06
LLMHS 15 LA					57,5	45,4	25	61,5			0,10
LLMWS 15 TA	16	60	7,5	45	51,2	42	20	55,5	M 4 x 4,5	4	0,15
LLMWS 15 LA					70,5	61,1	35	74,5			0,22

Accessories



In addition to the plastic end-stop which is fastened in the first and last rail hole, there is also an option for a steel end-stop that can be mounted in any hole. Order suffix – M.

Attention:
This does not serve as a limit stop.

Rail dimensions

Rail dimensions								Basic load rating		Static moments		
Designation	H ₄ (mm)	W (mm)	W ₄ (mm)	W ₅ (mm)	d ₃ x d ₂ x h (mm)	F (mm)	Weight (kg)	C (N)	Co (N)	M _A (Nm)	M _B (Nm)	M _C (Nm)
LLMHS 7 TA LLMHS 7 LA	4,8	7	3,5	-	2,5 x 4,5 x 2,5	15	0,19	860 1 400	1 670 2 700	4,9 7	4,9 7	5,2 9
LLMHS 9 TA LLMHS 9 LA	6,5	9	4,5	-	3,5 x 6 x 3,5	20	0,31	1 850 2 295	3 130 4 270	11,2 20,1	11,2 20,1	13,2 17,9
LLMWS 9 TA LLMWS 9 LA	7,5	18	9	-	3,5 x 6,0 x 4,5	30	0,96	2 200 2 820	3 800 5 680	14,2 30,2	14,2 30,2	30,4 45,1
LLMHS 12 TA LLMHS 12 LA	8,8	12	6	-	3,5 x 6 x 4,5	25	0,62	2 550 3 470	4 000 6 225	15 34,5	15 34,5	21,7 33,8
LLMWS 12 TA LLMWS 12 LA	8,8	24	12	-	4,5 x 8 x 4,5	40	1,40	3 300 4 150	5 780 8 000	30 55,8	30 55,8	69 95,6
LLMHS 15 TA LLMHS 15 LA	10,8	15	7,5	-	3,5 x 6 x 4,5	40	1,02	2 880 4 670	5 390 8 720	21 57	21 57	40,2 67,6
LLMWS 15 TA LLMWS 15 LA	10,8	42	9,5	23	4,5 x 8 x 4,5	40	2,95	3 890 5 830	7 060 10 600	40 94	40 94	148 225

LZM miniature slides



With the new LZM miniature slide product range SKF offers the ideal solution for linear motion applications for short strokes and compact boundary dimensions. The use of miniature slides has increased in medical applications, measurement technologies and micro mechanics & assembly.

The different LZM miniature slide components meet the highest precision standards. LZM miniature slides feature high running accuracy and smooth motion.

LZM miniature slides are manufactured with all stainless steel components. Optimised hardness enables long endurance life and high performance within compact boundary dimensions.

The new LZM miniature slides have been designed to ensure high system stiffness and precision guidance.

Running accuracies of 2 μm over a stroke of 100 mm are attainable depending on the particular application. Ease of installation is another advantage of the LZM miniature slides. Unlike cross roller systems using 4 rails and cages to be assembled on the production floor, the LZM slide provides a complete slide that can simply be bolted into place without the use of precision devices to set preload.

Every application provides new challenges for the modern designer. SKF will modify existing designs to meet your specific technical requirements.

Applications:

- Pneumatics
- Semi conductor manufacturing
- Medical
- Micro- and electronics assembly
- Measurement applications
- Fiber optics

Advantages:

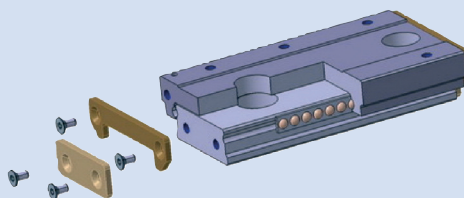
- Compact design
- High load carrying capacity
- Very good running accuracy
- Smooth running
- High stiffness
- Easy assembly

Technical data

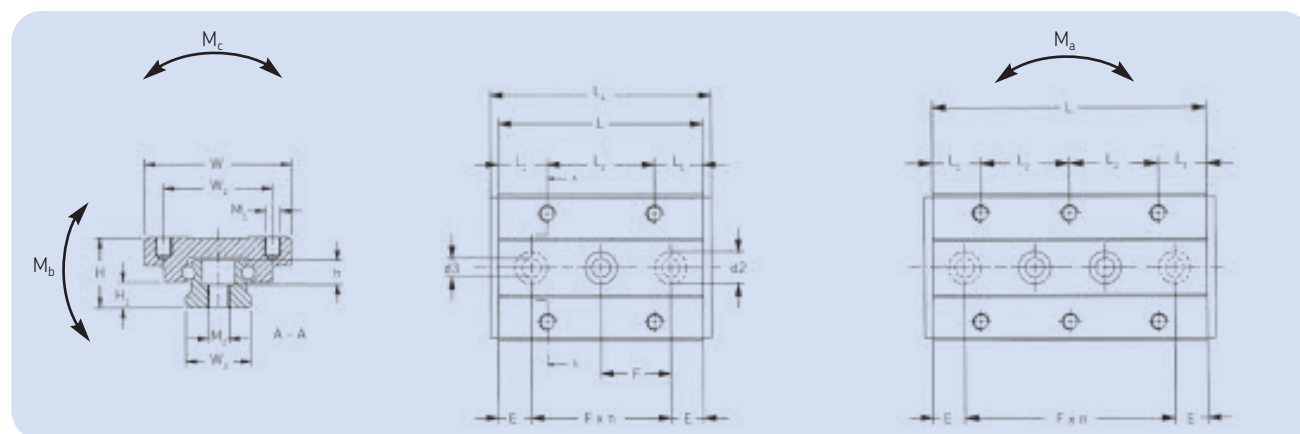
Structure	Four-point contact with identical load angles
Range	Four (4) sizes (7, 9, 12 and 15)
Temperature resistance	From -20 °C up to +80 °C
Speed	Up to 3 m/s
Acceleration	Up to 80 m/s ² (preloaded system)
Preload class	Three (3) preload classes (T0, T1 and T2) T0 = standard, light clearance T1 = light preload, very slight clearance T2 = medium preload, no clearance
Accuracy class	Two (2) accuracy classes (P1 and P5) P1 = high P5 = standard, for most applications
Lubrication	Slides are pre-lubricated with "Paraliq P460"

Material specifications

Carriage & rail	Steel 1.4034
Balls	Steel 1.3541
End piece	Plastic
Cage	Plastic



LZM miniature slides

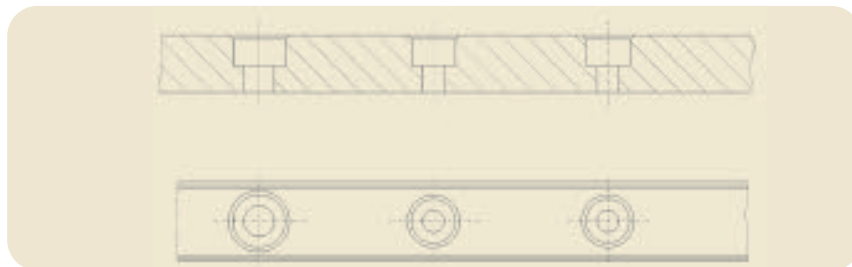


Type	W	W ₂	W ₃	L ₂	M ₁ x depth	d3 x d2 x h	H	H ₁	M ₂	F
mm										
LZM HS 7	17	12	7	8	M2 x 2,5	2,5 x 4,5 x 2,5	8	2,35	M3	15
LZM HS 9	20	15	9	13	M3 x 3	3,5 x 6,0 x 3,5	10	3,55	M4	20
LZM HS 12	27	20	12	15	M3 x 3,5	3,5 x 6,0 x 4,5	13	4,7	M4	25
LZM HS 15	32	25	15	20	M3 x 4	3,5 x 6,0 x 4,5	16	6	M4	40

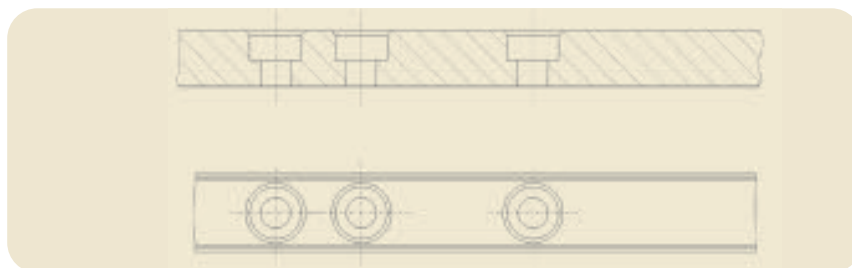
Type	L	L ₄	E	L ₁	max. stroke	Number of holes carriage rail		C	C ₀	Ma/Mb	Mc
mm						-		N		Nm	
LZM HS 7	26	29	5,5	5	24	6	2	700	1 100	3,5	6
	34	37	9,5	5	34	8	2	900	1 400	5,5	7
	50	53	10	5	50	12	3	1 100	2 000	12	10
	66	69	10,5	5	66	16	4	1 400	2 700	21	14
LZM HS 9	32	35	8	9,5	28	4	2	1 200	1 800	7	12
	42	45	11	8	40	6	2	1 400	2 100	11	15
	55	58	7,5	8	54	8	3	1 900	3 400	18	19
	81	84	10,5	8	78	12	4	2 500	4 900	43	29
	94	97	7	8	92	14	5	2 700	5 500	57	33
LZM HS 12	37	40	6	11	32	4	2	2 200	3 300	11	21
	51	54	13	10,5	47	6	2	2 600	4 300	22	28
	66	69	8	10,5	62	8	3	3 000	5 300	36	36
	96	99	10,5	10,5	95	12	4	3 800	7 200	76	52
	126	129	13	10,5	122	16	6	4 700	9 700	131	68
LZM HS 15	52	56	6	16	50	4	2	2 800	3 900	25	42
	85	89	22,5	12,5	80	8	2	4 600	7 800	73	70
	105	109	12,5	12,5	102	10	3	5 100	9 100	106	84
	165	169	22,5	12,5	162	16	4	7 300	15 000	264	131

Order example: Miniatur slide unit Standard Size Length (L)
LZM HS 9 - 32

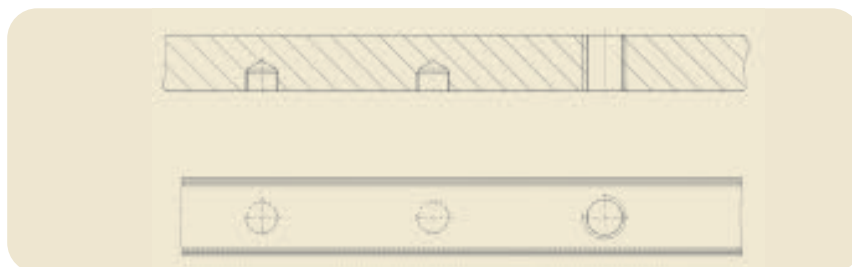
Special designs tailored to customer requirements



- different fastening holes (stepped holes) in terms of size and depth of holes relative to each other.



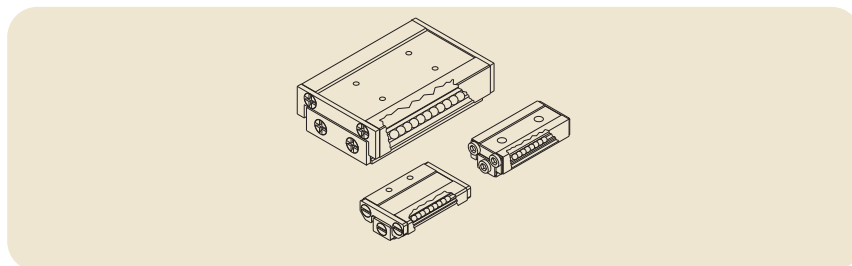
- variable hole distances



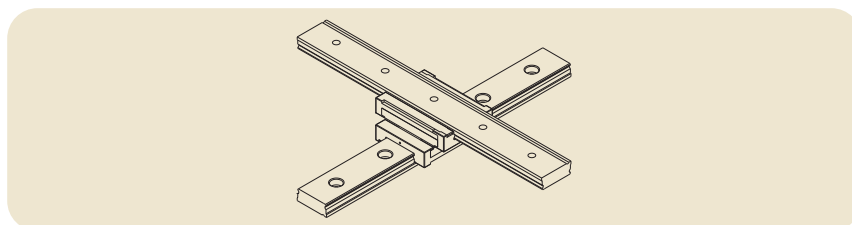
- blind holes and threads
- through holes or through threads



- without fixing bores for gluing of rail



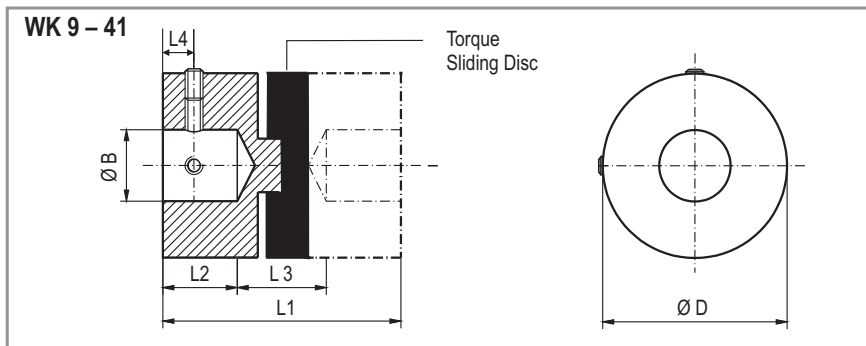
- special design with limited stroke (without ball recirculation) according to customer request



- 90° cross arrangement in different sizes

ANEXO 4: SISTEMA DE UNIÓN DE EJES

WK Shaft Compensation Coupling



Coupling Size	Bore Diameters ¹⁾				²⁾	²⁾	²⁾	²⁾	²⁾	³⁾	Static Breaking Torque	Shock Torque	Torsion Stiffness per Load	Max. Dis- placement			Mass Inertia			
	Standard		Min.	Max.	Diameter	Length	Max. Shaft Penetration	Distance between Both Shafts	Distance to the Adjusting Screw	Adjusting Screws				Weight	Angle	Radial		Axial		
K	B				D	L1	L2	L3	L4		g	Nm	Nm	arc min Ncm		mm	mm	10 ⁻⁸ kg m ²		
	mm				mm	mm	mm	mm	mm							mm	mm			
9	3	4	5	3	5	9.5	12.7	3.8	5.1	2.3	M3	4	22	0.3	2	1	0.1	18		
13	3	4	5	6	3	6.35	12.7	15.9	4.3	7.3	2.25	M3	11	45	0.8	1.02	1.5	0.1	26	
19	4	5	6	8	4	8	19.1	22	6.3	9.4	2.55	M3	12	101	1.6	0.3	1°	2	0.2	67
25	6	8	10	6	10	25.4	28.4	8.6	11.2	3.45	M4	31	135	3.4	1.16	2.8	0.2	252		
41	10	12	14	16	9.53	16	41.3	50.8	16.7	17.4	6.8	M5	148	570	18	0.03	4.5	0.25	3327	
Remarks: ¹⁾ Tolerance Range + 0.03 to 0.00 ²⁾ Tolerance Range ± 0.40 ³⁾ Maximum Bore These specifications refer to couplings with standard sliding discs (black).																				

Ordering Code

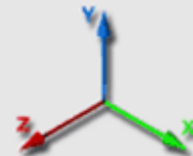
Type	WK
Size K	9, 13, 19, 25, 41
Bore diameter B or special bore	3 to 16 (depending on size)

Special bores within the mentioned limits available with additional price.
 Special design with torque sliding discs prepared for higher temperatures or with high damping on request.

Technical Information

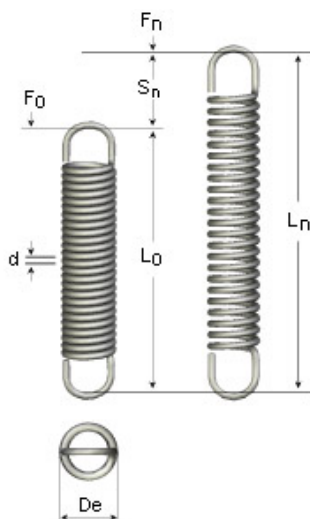
- Robust 3-part coupling for intermittend movements
- Good damping performance
- High torsional rigidity
- Torsion free radial displacement capacity
- Torque sliding disc individually replaceable
- Non magnetic
- Corrosion free
- Lubrication-free and maintenance-free
- Ambient temperatures –40 to +85 °C
- Diameters 9.5 to 41.3 mm
- Borings for shaft mounting 3 – 16 mm
- Shaft mounting by set screws
- Material:
 - Hubs: Aluminium alloy
 - Sliding discs: high quality thermoplastic

ANEXO 5: MUELLES



Extension springs Serie C St. St.

The extension springs in this range are made of stainless steel wire 17224 AISI 302 1.4310.



Part No.

503 RF

Type

Extension Spring



Material	Stainless Steel
d Wire	0,60
De External diameter	8,00
L0 Free Length	59,00
Ln Max loaded length	280,27
sn Max travel	221,27
Fn Max force	9,26
F0 Prestress	1,00
R Constant N/mm	0,04

Created: 2013-06-15 13:22:53

Address:

Sodemann Industrifjedre A/S
Industrivej 21
DK-8260 VIBY J
Denmark

Phone:

Fax:

Web:

0045 86 72 00 99

0045 86 29 97 86

www.fjedre.dk, www.fjadrar.se, www.jouset.com,
www.fjaer.net, www.industrial-springs.com

upna
Universität
P blik t de Navarra
Nafarroako
Unibertsitatea Publikoa

Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira